



TITLE:

高速ディーゼル機関からの微粒子
の発生とその抑制に関する研究(
Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

福田, 昌准

CITATION:

福田, 昌准. 高速ディーゼル機関からの微粒子の発生とその抑制に関する研究. 京都大学, 1996, 博士(工学)

ISSUE DATE:

1996-01-23

URL:

<https://doi.org/10.11501/3108399>

RIGHT:

②

高速ディーゼル機関からの微粒子の 発生とその抑制に関する研究

1995

福田 昌 准

高速ディーゼル機関からの微粒子の発生とその抑制に関する研究

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 研究の現状と課題	4
(1) 燃焼室形状と寸法	6
(2) 燃料特性	7
(3) 高圧燃料噴射	10
(4) 排気の後処理と排気再循環	11
1.3 研究の目的と概要	13
参考文献	15
第2章 燃焼室内のガス組成の時間的および空間的分布	18
2.1 緒 言	18
2.2 実験装置および方法	19
2.2.1 実験機関および実験条件	19
2.2.2 ガス採取および分析方法	20
2.3 深皿形燃焼室内の局所ガス組成	22
2.4 噴射時期の影響	23
2.5 スワール比の影響	27
2.6 結 言	29
参考文献	30

第3章 燃烧室の形状および寸法の排気微粒子に及ぼす影響	31
3.1 緒言	31
3.2 実験装置および方法	31
3.3 燃烧室形状の違いによる微粒子の生成と排出特性の比較	33
3.3.1 深皿形とリエントラント形燃烧室の 性能と排気特性の比較	33
3.3.2 燃烧室内のガス組成の比較	36
3.4 上死点すき間の燃烧への影響	38
3.5 数値流体力学的シミュレーションによる検討	41
3.6 結言	47
参考文献	48

第4章 燃料温度および燃料成分と 性状の燃烧および排気に及ぼす影響	49
4.1 緒言	49
4.2 実験機関	52
4.3 噴射弁内の燃料温度	53
4.3.1 燃料温度の測定方法	54
4.3.2 燃料噴射温度	55
4.3.3 間接噴射式機関における圧縮比と 噴射時期の燃料温度への影響	58
4.3.4 間接噴射式機関の噴射ノズルの熱流れの解析	59
4.4 燃料噴射温度の機関性能への影響	64
4.4.1 燃料の加熱および冷却方法	64
4.4.2 間接噴射式機関の場合	64
4.4.3 直接噴射式機関の場合	68
4.5 燃料中の芳香族含有率の排気性状に及ぼす影響	70
4.5.1 供試燃料	70
4.5.2 実験方法	71
4.5.3 芳香族炭化水素の排気微粒子への影響	72

4.6 コールスラリー燃料による圧縮着火運転	74
4.6.1 供試燃料と実験方法	74
4.6.2 機関性能と排気特性	77
4.6.3 摩耗	78
4.7 結言	80
参考文献	81

第5章 高圧燃料噴射ならびに 水選択排気再循環による排気浄化	83
5.1 緒言	83
5.2 実験機関	84
5.3 高圧燃料噴射システムとその燃烧への影響	85
5.3.1 高圧燃料噴射システムとその特性	85
5.3.2 燃烧および排気特性	88
5.4 水選択排気再循環とその効果	95
5.4.1 水選択排気再循環システム	95
5.4.2 水選択排気再循環による窒素酸化物の低減	97
(1) 排気再循環の場合	97
(2) 吸気管への水噴射の効果	98
(3) 水噴射と加湿の比較	102
(4) 吸気の湿度の影響	103
5.4.3 水選択排気再循環と排出NO濃度の予測	104
5.5 結言	106
参考文献	108

第6章 結 論	110
謝 辞	114

第1章 緒 論

1.1 研究の背景

乗用車、バス、トラックに代表される自動車は社会生活において必要不可欠であり、今日の社会経済の繁栄は自動車によってもたらされたと言っても過言ではない。特に我が国の急速な経済成長において、人の移動、物流に果たした自動車の貢献はきわめて大きい。とりわけディーゼル車は、ガソリン車に比較して優れた燃料経済性と高い信頼性および耐久性を持ち、物流の分野では主流を占めてきた。しかしながら1960年代からの急激な自動車の普及は人口や物流を大都市へ集中させ、都市部から自動車の排出ガスによる公害問題を発生させた。

大気汚染問題は古くは19世紀の産業革命時のロンドンでの石炭燃焼に伴うばい煙から発生したスモッグが知られている。その後1940年代に始まったロサンゼルスのスモッグは従来のスモッグとは異なり、窒素酸化物と炭化水素の混合ガスへ紫外線が照射され光化学反応を起こして発生する事が明らかにされた。この光化学スモッグには自動車の排出ガスが起因することがわかり、1960年にはカリフォルニア州は独自に自動車汚染防止法(Motor Vehicle Pollution Control Act)を制定した。このように自動車の排出ガスによる環境汚染が社会問題となり、日本を含めて世界各国で積極的に規制に取り組まれた。本節では、最初にアメリカ合衆国と日本の排出ガス規制の経緯^{(1)・(2)}を述べた後、社会的要請およびディーゼル機関の燃焼と汚染物質の生成について概説する。

アメリカ合衆国では1965年に大気浄化法に自動車排出ガス防止法が追加され、1968年式の新車から連邦統一の排出ガス規制が開始された。その後1970年に大気浄化法が改正され(マスキー法, Clean Air Act of 1970), 自動車排出ガスの連邦規制が強化された。これにより自動車から排出される一酸化炭素, 未燃炭化水素, 窒素酸化物を段階的に規制前の1/10に低減する目標に沿って法規制がなされた。

一方、日本での排出ガス規制は1966年の一酸化炭素の規制から出発した。

本格的な一酸化炭素、未燃炭化水素、窒素酸化物の規制はガソリン車に対しては1973年に始まり、1974年にはディーゼル車に対しても規制が開始された。アメリカ合衆国では1973年の第一次石油危機を契機に規制が見直されたが、日本ではガソリン乗用車に対する最終目標の規制が1978年に実施され、排出ガス量を連邦規制と同様に未規制時に比べて90%低減する規制値が定められた。ディーゼル車に対しては1974年以降、5度の規制強化が行われたが、窒素酸化物の低減率は58%にとどまっており⁽³⁾、現在でも汚染物質の低減が重要な課題となっている。このように1960年代に大都市地域で始まった大気汚染問題は今日でもなお大きな社会問題となっている。

以上のように規制の強化に対応して改善の努力が重ねられているにもかかわらず、特に二酸化窒素の環境基準（一日の時間平均で0.04~0.06ppmまたはこれ以下）の達成状態は横ばい状況にあり、顕著な改善の傾向はみられない⁽⁴⁾。窒素酸化物を排出源別に比較すると全排出量に占める自動車の排出割合は大都市部ほど高く、このうち8割程度はディーゼル車から見込まれている⁽⁵⁾。このため物流の主役を占めているディーゼル車のうち、特に大都市地域では軽量車種はガソリン車に中量車種は動力源を直接噴射式から間接噴射式のディーゼル機関へ転換させるとの方策も紹介されている⁽⁶⁾。また1992年6月には自動車NOx法（自動車から排出される窒素酸化物の特定地域における総量の削減に関する特別措置法）が成立し、今までの単体規制に総量規制が加えられ、大都市地域への未排気対策車の乗り入れを制限する方策が進められ、ディーゼル車をとりまく環境は一段と厳しさを増している。

アメリカ合衆国では重量ディーゼル車に対して、従来の窒素酸化物5g/HPhに加えて1994年からは微粒子を0.1g/HPh以下に削減する厳しい規制が実施され、ディーゼル機関の存続すら憂慮されている。さらに自動車用機関のみならず、産業機械や農業機械、船用機関などの非自動車用機関の排出ガスにも規制が検討されている。この他カリフォルニア州大気資源局（California Air Resource Board, CARB）では段階的に低排ガス車を増やし、1998年には各自動車メーカーに一定比率の無公害車（Zero Emission Vehicle, ZEV）の導入を義務づける計画を示している。このように自動

車、とりわけディーゼル車に対する排気浄化への要求は強く、早急に機関から多量に排出される大気汚染物質を高い熱効率を維持したまま低減する技術の確立が望まれている。

ディーゼル機関は高い圧縮比を持ち空気過剰の状態では燃焼が行われるため一酸化炭素や未燃炭化水素の排出はガソリン機関に比べて比較的少ないが、拡散燃焼であるため窒素酸化物と微粒子が多く発生する。ディーゼル燃焼に伴う主要汚染物質の生成の概略は以下のようなものである。ディーゼル機関では噴射ノズルから高温・高圧の空気中に高圧で燃料を霧状に噴射する。噴射された燃料液滴は周囲の空気によって加熱されて気化するとともに噴霧内に空気が巻き込まれ、噴霧内で空気と乱流混合して可燃混合気を形成する。さらに混合気内部で化学反応が起こり、ついに着火に至る。この間に蓄積された燃料の爆発的な燃焼により火炎は燃焼室全体に広がり、その後噴射された燃料は次々と空気と接触しながら燃焼が進行する。燃焼は極めて不均一、非定常で進行するため、平均の空燃比は量論比以下でありながら、燃焼室内には局所的に酸素不足の場所や高温の箇所が発生する。前者ではすすなどの微粒子が生成し、後者では窒素酸化物が多く生成する。窒素酸化物は一酸化窒素が主体で火炎中の高温部から発生するサーマル一酸化窒素が大部分を占める。

ディーゼル機関から排出される排気微粒子は黒煙として観測される炭素粒子のすすと軽質の炭化水素化合物からなり、後者は有機溶媒に溶けることから可溶有機成分（Soluble Organic Fraction, SOF）と呼ばれる。固形炭素分であるすすは、燃焼室内で局所的に酸素不足となった燃料が高温に曝されて熱分解して生じた直径10~30nmの球状の粒子が表面成長過程を経て凝集し、平均径200nm程度の炭素粒子となって排出されるもので⁽⁶⁾、空燃比に強く依存し、特に高負荷時には排出量が増す。この黒煙はわが国でもスモークあるいは排気煙濃度として以前からディーゼル車に対して規制がなされ、その排出特性や低減策が種々検討されている。しかし、その低減は容易ではなく、現在でも主要な研究課題となっている。

一方、SOFは排気で青煙や白煙として観測され、燃料、潤滑油の未燃および部分酸化成分および燃料中の硫黄から生じるサルフェートや硫酸ミス

トからなり、低・中負荷では微粒子の大部分を占めることが知られている。SOFには変異原性物質が含まれていることやアレルギー性疾患を助長する可能性のあることが指摘されており、人体や生物系への影響が懸念されている。このように排気微粒子の低減を図るには、生成傾向の異なる固形炭素分とSOFの両成分の低減対策が必要となる。燃料中の硫黄から生ずる硫酸ミストやサルフェートの低減には燃焼改善だけでなく燃料側での対策も要求される。ディーゼル微粒子は米国環境保全局（Environmental Protection Agency, EPA）の規定した希釈トンネルを用いて定量的に測定され、窒素酸化物、未燃炭化水素とともに環境問題の深刻化とともに国内外で厳しい規制が実施または提案されている。

また最近では、以上述べてきた一酸化炭素、未燃炭化水素、窒素酸化物に対する地域的規模の環境保全だけでなく、地球温暖化に代表される地球規模の環境問題が取り上げられている。このためには地球温暖化の原因とされている二酸化炭素の排出低減も要求される。今後ともガソリンや軽油などの炭化水素を燃料とする往復式内燃機関が動力源の主流を占めると予測されるため、ディーゼル機関は単位出力あたりの二酸化炭素の排出量がガソリン機関に比べて少なく、地球温暖化防止の観点からは有望と言える。このように高い熱効率を持ち、省エネルギー、地球温暖化防止の点からも有利なディーゼル機関を生かすには、燃焼に伴って発生する微粒子や窒素酸化物の生成機構をより一層明らかにするとともに、現状よりも大幅に低減する画期的な技術の確立が必要である。

1.2 研究の現状と課題

ディーゼル機関は乗用車、トラック、バス用の小形高速機関から船舶用の大形低速機関にいたる種々の輸送機械のみならず、農業機械や産業機械などの動力源として、その高い熱効率を生かして広範囲の分野で利用されている。しかしながら、前節で述べたように機関から多量に排出される窒素酸化物や微粒子などの有害物質による人体の健康面への影響や環境保全の立場から、その低減が強く要求されている。窒素酸化物と微粒子は生成傾向が相反しているため、窒素酸化物の低減対策は微粒子の増大を招く場

合が多く、その対策を一層困難にしている。

従来のディーゼル機関の排気対策は燃焼改善を中心に進められ、ある程度は熱効率を犠牲にしても噴射時期を遅らせることによって燃焼温度を低下させて窒素酸化物を低減させ、これに伴って増大する微粒子や未燃炭化水素、燃料消費率を燃焼系と噴射系の適合によって改善を図る方策がとられてきた。しかしながら、この手法は既に限界に達しており、今後より一層の低減を図るには従来技術の延長ではなく、画期的な新しい技術の導入が求められる。このためには燃料の成分や性状の排気への影響の検討や排気中の有害ガスを効果的に減らせる後処理システムの開発も重要となる。既に実用化されている技術を含めてディーゼル機関の排気浄化技術を燃料系、空気系、燃焼室および後処理に分類して整理した結果を図1-1に示す。排気の浄化には、まずこれらの技術の現状を整理し、効果を明確にする必要がある。

本節では、燃焼改善のために今までに講じられてきた方策の現状とその

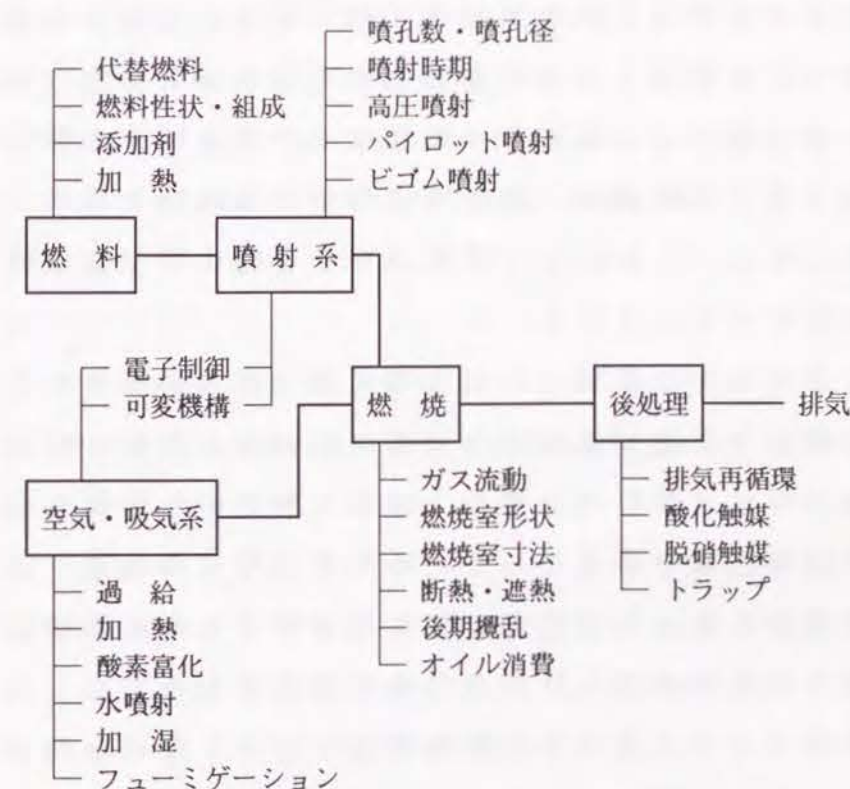


図1-1 ディーゼル機関の排気浄化技術

問題点を、まず最初に(1)燃焼室形状と寸法と(2)燃料特性に関する事項について整理した後、一層の低エミッション化を図る技術として(3)高圧燃料噴射および(4)排気の後処理と排気再循環について論じる。

(1) 燃焼室形状と寸法

ここでは直接噴射式機関における微粒子の発生について触れた後、燃焼室形状と寸法に関する対策について述べる。微粒子の生成、再燃焼、排出の過程にはシリンダ内の温度、圧力、混合気濃度のみならず、スワールやスキッシュなどの気流や乱れが複雑に影響を及ぼす。燃焼改善を効果的に行うには、まず燃焼室内のどこの場所で燃焼中のいつの時期に微粒子や窒素酸化物が生成され、酸化や反応の停止、希釈過程を経て排出されるかを知らなければならない。このために比較的以前から高速度写真撮影⁽⁷⁾⁻⁽¹⁰⁾による観察が利用され、深皿形燃焼室では逆スキッシュによりすき間部へ過度の濃混合気の流出があると不完全燃焼に陥り易く、スワールを与えると流出が抑制される結果、不完全燃焼を免れることが推論されている⁽⁷⁾。さらに最近では燃焼写真や二色法⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾に加えて、レーザシート法⁽¹⁴⁾、⁽¹⁵⁾によりすす粒子の可視化が試みられ、すすの空間分布が調べられている。このように燃焼室内の燃焼状態やすす生成は定性的には説明されているが、これらと並行して高速ガス採取などの方法による燃焼室内の局所でのガス組成やすすの時間的、空間的变化をガス流動と関連づける定量的な評価も必要となる。これにより微粒子や窒素酸化物の生成機構の詳細がより一層明らかになると期待される。

燃焼を促進するには燃焼室形状と噴射系、ガス流動の整合がきわめて重要であり、燃焼室形状や燃焼室の寸法が変わると燃焼室内のスワールやスキッシュなどのガス流動が変化し、燃焼や排気にも影響を及ぼす。直接噴射式機関では深皿形を基本として、四角形⁽¹⁶⁾や燃焼室の側壁に凹みを設け、乱れの強化を図った燃焼室⁽¹⁷⁾など、特色のある燃焼室が開発されている。最近では燃焼室の入口径を燃焼室径よりも小さくして、口縁部に突き出しを持つリエントラント形燃焼室⁽¹⁸⁾がよく用いられている。この形式の燃焼室は深皿形に比べて微粒子、特に固形物の排出が少なく⁽¹⁹⁾、噴射時期を遅らせても排気煙濃度の増大が少ないとされている⁽¹⁸⁾。これは

口径比が小さいためスキッシュが強くなるためとか突き出し部によって凹み内に強い乱れが発生し、これが混合を促進するためなどと説明されている⁽²⁰⁾が、この効果はまだ十分に解明されているとはいえない。深皿形とリエントラント形燃焼室の燃焼および微粒子の排出傾向を詳細に比較するとともに、突き出し部の燃焼への効果を明らかにするためには、両燃焼室内の凹み部やすき間部の局所でのガス分析結果とガス流動を関連づけて定量的な比較が望まれる。

小形の直接噴射式ディーゼル機関を高速回転にする場合にはピストン速度の制限から行程は短く設計されている。この場合燃焼室の表面積と体積の比は大きくなり、熱損失の増大による燃焼不安定や白煙の排出を防ぐため、小排気量の機関ほど高い圧縮比が要求される。このためにはピストンが上死点の時、燃焼室凹み以外の上死点すき間、ピストントップランド周囲、バルブ頂部やノズル周囲などの無駄体積が少ない方がよい。これらが増すと空気利用率が減少して排気煙濃度が増加するため、できるだけ低く抑えられているが、その影響について系統的に検討した報告はみられない。特に上死点すき間体積は大きな割合を占め、このすき間が気流や混合気生成および燃焼に影響し、機関性能や排気特性に強く関わっている。高速度写真の調査をもとに、すき間への未燃燃料の流出が燃焼悪化の一因と推定されている⁽⁷⁾が、詳細はまだ明らかではない。実験によりすき間部の燃焼へ果たす役割を明確にする必要がある。

(2) 燃料特性

ここではディーゼル燃料の温度、組成および性状の噴霧や混合気形成、燃焼に果たす役割について概説し、研究の現状と問題点を整理する。ディーゼル機関に通常用いられる軽油は沸点範囲160~400℃⁽²¹⁾の各種の炭化水素で構成され、噴射ポンプ内のプランジャによって加圧され、吐出弁を押し開いて高圧噴射管を通して噴射ノズルへ圧送される。燃料の圧力がノズル内のばねの力に打ち勝つと弁を押し開いて、噴孔から数本の噴霧となって燃焼室に噴射される。そして燃料の圧力が下がり弁ばねの力の方が強くなると弁は自動的に閉まり、噴射は終了する。

燃焼はごく短時間に行われるため、混合気形成に果たす噴霧の役割は非

常に大きく、噴霧には適切な霧化、貫徹力、空間分布が要求される。噴霧特性はポンプの能力やノズル径、燃焼室形状、ガス流動、空気の温度、圧力、燃料の表面張力などにも影響されるが、燃料の粘度の影響も大きく、粘度が低下すると噴霧の粒径は小さくなり霧化は向上する。しかし、ディーゼル燃焼の主要部分は燃料が酸素を見いだす速度で決定されるため、噴霧の運動量が大きく燃焼が完了するまで燃焼室内を進行できることも要求される。つまり噴霧の貫徹力を確保するためには、ある程度の油径が必要となる。また分布が不均一であると局所過濃域を生じ、すすの原因となるため、できるだけ均一な分布が望ましい。以上のような相反する要求を満たすには燃料には適度な粘度が必要となる。また燃料によって噴射ポンプやノズルの摺動部の潤滑を行っている関係から、これら部品の耐久性向上にもある程度の粘度を確保することが必要である。

直接噴射式機関では、燃料は60~80MPaに加圧された状態から温度700~900K、圧力3~6MPaの燃焼室に直径0.15~0.35mmの数個の噴孔から噴射され燃料雲を形成する。この時の微粒化やそれに続く気化、空気との混合過程に噴射された燃料の温度が影響を及ぼすことは温度によって燃料の粘度が変化することから明らかである。船用機関では軽油より安価であるが重質な重油が用いられる。この種の燃料は常温では粘度が大きくまた流動性にも欠けるため、予熱を行って流動性を向上させてから機関に供給される⁽²²⁾。このため加熱の程度が燃焼や機関の耐久性に大きく影響する。軽油を用いる場合にも、実際に機関に噴射される燃料の温度を知ることは燃料の噴霧特性や燃焼を評価するためには重要であるが、これに関する報告はみられない。さらに燃料温度の機関性能や排気への影響を調査することも必要である。

ディーゼル機関で、燃料が噴射されてから可燃混合気が形成され、化学反応が進行し実際の着火が起こるまでの時間は着火遅れと呼ばれ、この時間の長短によって燃焼状態が大きく左右される。着火遅れが長いとこの間に噴射され燃焼室内に蓄積された燃料が一度に燃焼するため、急激な圧力上昇を生じ、過度になるといわゆるディーゼルノックとなって強い騒音や振動を生じる。しかし、着火後の燃焼は燃料が火炎中に噴射され空気と順

次接触し、混合しながら進行する拡散燃焼であるのに対し、この間の燃焼は予混合燃焼に近く、この割合が多いと燃焼温度が高くなり多量の窒素酸化物を生成する反面、微粒子の排出は少なくなる。この着火性の指標がセタン価であり、セタン価が低いと着火が不安定となり、低温時には白煙やSOFが増加する。

セタン価は燃料の組成によって影響を受け、燃料中にパラフィン系炭化水素の割合が多いと高くなり、芳香族炭化水素の割合が増えると低くなる。燃料中の芳香族炭化水素の割合が増えると運転条件によってはすすの排出が増加するとの報告⁽²³⁾がある。その一方、セタン価の影響の方が支配的であるとする報告もある^{(24)・(25)}。これは機関形式や運転条件の違いもあるが、燃料成分を変化させると、比重、粘度、沸点、流動点、セタン価などの燃料性状も同時に変化し、燃料成分や性状を単独に変化させることの難しさを示している。ディーゼル機関から排出される微粒子を低減するには燃焼改善のみならず、燃料側からの対応も必要であり、このためにも基準燃料、運転条件を適切に選択し、各燃料成分や性状の燃焼や排気への影響を明らかにする必要がある。特に燃料中の硫黄分や芳香族炭化水素の影響の評価が肝要である。硫黄分についてはサルフェートとその結合物として排出され⁽²⁶⁾、排気対策とともに微粒子中に占める割合が増大するため、脱硫して燃料中の含有量を0.05wt%まで低下させる方策が進められている⁽²⁷⁾。

石油資源が有限であることは広く認識されているため、代替燃料の研究も活発に行われている。この中にはアルコール⁽²⁸⁾、ブタン⁽²⁹⁾、天然ガス⁽³⁰⁾などの軽質燃料をディーゼル機関に用いる研究も含まれているが、これらの燃料は着火性に劣るため、着火補助手段として点火プラグやグロープラグの利用が検討されている。これとともに、通常の燃料よりも重質な燃料を高速機関に供給した時の燃焼の問題点を明らかにしておくことも必要である。特に石炭と石油や水の混合燃料であるCOM (Coal Oil Mixture)⁽³¹⁾やCWS (Coal-Water Slurry)⁽³²⁾のように燃料中に炭素粒子を含む低質燃料を機関に適用した時の問題点を整理しておくことも重要である。

(3) 高圧燃料噴射

国内外で厳しい自動車排出ガス規制が検討されている状況の下で、燃焼室形状や寸法、燃料成分や性状による燃焼改善のみならず、新しい技術による大幅な微粒子低減が切望されている。ここでは、燃料を通常よりも高い圧力で噴射して排気浄化を実現する方法について整理する。

ディーゼル機関からの有害ガスの排出を低減するには、燃料と空気の混合を促進する必要がある。そして排気浄化には燃料と空気を出来るだけ均一に混合し、また機関の小形高速化に対応するには、より短時間に混合を完了しなければならない。燃料と空気の混合を支配する因子は、スワールやスキッシュなどの空気流動と燃料の噴射条件である。燃料と空気の混合を図る方法には、主に空気流動による高スワール・低噴射圧形と噴射された燃料に高エネルギーを持たせる低スワール・高噴射圧形が考えられる。

小形高速機関に多く用いられている深皿形燃焼室の混合気形成は前者に属し、吸気行程で発生するスワールとピストンの上昇に伴ってすき間部の空気が燃焼室に押し込まれることによって生じるスキッシュにより燃料と空気の混合が促進される。この種の機関は燃料消費率には優れているが、窒素酸化物の排出を抑制するために噴射を遅くすると微粒子の増大を招く。

一方、噴射によって燃料と空気の混合を促進するには、燃料液滴の微粒化と乱れの増強が必要であり、特に最近では通常より燃料を高圧で噴射すると遅い噴射でも低い煙濃度の燃焼が実現できるとして注目を集めている⁽³³⁾⁻⁽³⁵⁾。燃料を高圧で噴射すると微粒化が促進されるとともに噴霧の運動量が増して空気導入率が増大し、混合気形成が活発となって微粒子の低減が期待できる。しかしながら、同じノズルのままで単に燃料の噴射圧のみを高くすると、微粒化は促進される反面、噴霧到達距離や噴射率が増加する。このため着火遅れ期間中に噴射される燃料が増え、初期の爆発的な燃焼に寄与する燃料割合が増えて燃焼期間が短縮され、窒素酸化物や騒音の増大を招く。このためには初期の爆発的な燃焼を抑えつつ、拡散燃焼を活発にして燃料と空気の混合を促進し、微粒子と窒素酸化物の同時低減が達成できる高圧燃料噴射システムの構築が望まれる。

また従来は無渦流の浅皿形燃焼室で高圧噴射の効果が検討されている場

合が多いが、スワール付きの深皿形燃焼室での高圧噴射の有効性および具備すべき条件についても検討する価値があると考えられる。

(4) 排気の後処理と排気再循環

燃焼改善、燃料性状の変更、潤滑油消費量の低減などによって微粒子や窒素酸化物などの汚染物質の低減を図った後、さらに一層の排気浄化を実現する方法として排気の後処理がある。エンジン自体の燃焼改善による低エミッション化が限界に達している現状では、信頼できる後処理システムの開発が必要である。この方法には微粒子のトラップや酸化触媒および窒素酸化物の還元触媒による低減などがあり、方法および効果の両面から勢力的に検討されている。ここでは、排気の後処理技術の現状⁽³⁶⁾⁻⁽³⁹⁾を整理した後、窒素酸化物の削減に有効な排気再循環について述べる。

微粒子トラップは排気中の微粒子をフィルタで捕集するもので、微粒子低減効果は大きい。しかしフィルタを継続して使用するには、捕集した微粒子を燃焼させ、フィルタを焼損しないで再生する必要がある。すすの燃焼には500~600℃の温度が必要で、ディーゼル車の通常の運転条件では排気温度が低いため、この温度の確保は難しく新たな加熱源が必要となる。このように微粒子の捕集効果の大きいトラップを実用化するには、信頼できるフィルタの再生技術の構築が必要である。この他、潤滑油の添加剤に起因するアッシュによるフィルタの目つまり問題も指摘されている。

酸化触媒は微粒子中のSOFや未燃炭化水素、一酸化炭素の酸化を目的に開発された。燃焼改善により微粒子の低減が進むとともに微粒子中に占めるSOFの割合が増大し、その浄化のために酸化触媒を用いることが検討され、ディーゼル乗用車の一部には既に実用化されている。しかし、SOFの酸化を促す反面、燃料中の硫黄が酸化されてサルフェートとその結合物となって排出され、微粒子全体の増加を招く場合もある。このため酸化触媒の利用には硫黄含有率の少ない燃料の使用が前提となる。国内でも軽油中の硫黄含有率が1992年から0.2wt%に制限され、さらに0.05wt%に低減する方策が進められており、酸化触媒方式には好都合と言える。

ディーゼル排気中のような酸素過剰の雰囲気アンモニアを供給し、バナジウム系金属を触媒として窒素酸化物を水と窒素に還元する方法が固定

式燃焼装置で実用化されている。また銅ゼオライト触媒を用いて炭化水素を添加して窒素酸化物を還元する方法も報告されている。この場合には排気中の未燃炭化水素が還元剤として利用できる可能性もあるが、ディーゼル排気中の未燃炭化水素の量は少ないため窒素酸化物の低減には限界がある。さらに浄化率が低く、触媒の活性温度範囲が狭いなどの問題もある。また前者では還元剤の大気への放出による二次公害の問題もあり、これらの方法の自動車用機関のように運転条件が激しく変動する厳しい条件下での作動には、寿命や信頼性を含めて課題が多く実用化には多くの努力と時間が必要であろう。

以上のように、ディーゼル機関では排気中の酸素濃度が高く、排気温度が低いことに加えて、すすの発生や燃料中の硫黄による硫酸ミストの生成などの問題もあり、いずれの後処理方法も耐久性や信頼性の点からの課題も多い。またディーゼル機関は常に希薄な状態で燃焼が行われるため、ガソリン機関の排気浄化に用いられる三元触媒は使えない。

窒素酸化物を低減するには火炎温度を低下させるとともに、その保持時間を短くすればよく、この方法として排気の一部を再び吸気から還流させる排気再循環 (Exhaust Gas Recirculation, EGR)^{(40), (41)} や水とのエマルジョン燃料⁽⁴²⁾ の利用、吸気への水噴射^{(43), (44)}、さらには主噴射に先だって少量の燃料を噴射するパイロット噴射^{(45), (46)} などが考えられる。

排気再循環はガソリン機関では広く利用されているが、ディーゼル機関の場合には排気中の炭素粒子や燃料中の硫黄分による吸気系やピストン、シリンダなどの摩耗や腐食の問題があり実用化を困難にしている⁽⁴⁷⁾。また多量の排気再循環を行うと吸気の酸素濃度が低下して燃焼が不安定となり、燃料消費率や排気煙濃度の排出増大を招く^{(41), (47)}。ところが二酸化炭素や水蒸気は熱容量が大きく、これらのみを選択的に吸気に戻すと、すすの増加がなく少量で窒素酸化物の低減が期待できる。特に水蒸気は排気を露点以下に冷却すれば回収でき、水噴射や加湿によって比較的簡単に吸気に供給できる。

このように排気を冷却して分離される凝縮水のみを吸気に供給すると水

選択排気再循環が成立する。この場合には、燃焼によって生じる水蒸気のみならず吸気に添加されて循環する水も合わせて回収できるため、外部から水の補給の必要のない閉じたシステムを実現できる。従って大きな水用のタンクを車両に搭載する必要はなく、定置用の機関以外でも成立する可能性がある。水選択排気再循環システムの構築には実際機関での成立の可能性を検討し、その機関性能と排気特性への影響を明らかにする必要がある。

1.3 研究の目的と概要

以上概説したようにディーゼル機関から排出される微粒子などの汚染物質の低減は、環境保全の立場から緊急かつ重要な研究課題となっている。ディーゼル機関の排気浄化には従来からの燃焼室形状やガス流動と噴射系の整合による燃焼改善のみならず、燃料の性状や成分による検討、さらには高圧燃料噴射などの新しい技術や排気の後処理も肝要となる。ディーゼル機関の優れた燃料経済性を生かすには、これらを有機的に結合する必要がある。そこで本研究では、ディーゼル機関の排気浄化のための手法、その効果および理論的裏付けを得ることならびに新しい技術の可能性を追求することを目的として、小形高速ディーゼル機関を対象として燃焼室形状や寸法、燃料の組成や性状の機関性能や排気特性への影響を明らかにし、燃焼室内のガス分析結果や数値流体力学シミュレーションにより考察を加えた。さらに燃料の高圧噴射や水選択排気再循環による微粒子と窒素酸化物の同時低減の可能性を示唆した。

本論文は6章からなり、各章は以下のようにまとめられる。

まず第2章では、直接噴射式ディーゼル機関の代表的な燃焼室である深皿形燃焼室内のガス組成を高速ガス採取法により調べ、燃焼室内の局所のガス組成の空間的、時間的变化を明らかにする。そして燃焼室内局所のガス組成を火炎内のガス流動と関連させながら、微粒子の生成から排出の過程の解明を試みる。さらに噴射時期、スワール比の微粒子の生成への影響についても検討する。

第3章ではシリンダヘッド下面とピストン頂面との間のすき間での燃焼

が汚染物質の排出に大きく関わっているとの視点に基づき、すき間への濃混合気の流出を抑制するリエントラント形燃焼室と上死点すき間の燃焼への影響について調査する。まず深皿形とリエントラント形燃焼室の微粒子の排出特性を比較し、リエントラント形が微粒子の排出が少ない理由を第2章と同様に燃焼室内の局所ガス組成の測定結果をもとにして議論する。さらに上死点すき間の燃焼への影響について実験で検討し、すき間厚さの燃焼への効果を数値流体力学的シミュレーションを用いて考察を加える。

第4章では燃料の温度、成分そして性状の燃焼および排気への影響について検討する。まず機関に噴射される直前の噴射弁内での燃料の温度を熱電対を用いて測定し、この温度の燃焼への影響を調査する。次に燃料中の芳香族炭化水素の含有量とその構造の排気微粒子に及ぼす影響を実験で明らかにする。さらに低質な燃料である軽油と微粉炭のスラリー燃料を機関に供給し、その燃焼特性を調査するとともに問題点を明らかにする。

第5章では、燃料の高圧噴射を実現するために新しく開発した高圧噴射装置の噴射特性を調査した後、これを用いた際の微粒子の低減効果を実験的に調査し、燃焼室内のスワールと噴霧の貫徹力のバランスの重要性について論じる。そして高圧噴射を行うと、微粒子と窒素酸化物の同時低減が可能であることを示す。さらに、排気中の凝縮水のみを選択的に吸気に戻す水選択排気再循環を提案し、凝縮水の循環のみで外部からの水の補給を行わなくても水選択排気再循環が成立することを示す。そして吸気に水または水蒸気を添加したときの機関性能と排気特性への影響を調査する。特に、この方法は通常の排気再循環に比べて高負荷でも排気煙濃度の増加がなく窒素酸化物のみを選択的に低減できることを実験により明らかにする。

そして第6章は結論である。

参 考 文 献

- (1) 齊藤, 五味 (監修) : 自動車工学全書17, 自動車と環境, 山海堂 (昭55), 26.
- (2) 齊藤, 佐藤 (監修) : 自動車工学全書 別冊, 自動車に関する法規, 規格, 統計, 山海堂 (昭55), 88.
- (3) 鈴木孝幸 : 大型車の将来について, 日本機械学会誌, 95-882 (1992), 422.
- (4) 環境庁編 : 平成5年度版, 環境白書 (総説), 1.
- (5) 石田, 山田 : 物流におけるディーゼル車の役割と規制の影響, 日本機械学会誌, 95-882 (1992), 398.
- (6) C.A.Amann and D.C.Siegla : Diesel Particulates - What They Are and Why, Aerosol Science and Technology, 1 (1982), 73.
- (7) 長尾, 池上, 光田, 川延, 藤川 : 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼 (第2報, やや深い燃焼室の場合), 日本機械学会論文集, 38-311 (昭47), 1875.
- (8) W.M.Scott : Looking in on Diesel Combustion, SAE Paper No.690002 (1969).
- (9) M.Shimoda, T.Suzuki and M.Shigemori : Observation of the Particulate Formation Process in the Cylinder of a Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper No.870268 (1987).
- (10) P.Werlberger and W.P.Cartellieri : Fuel Injection and Combustion Phenomena in a High Speed DI Diesel Engine Observed by Means of Endoscopic High Speed Photograpy, SAE Paper No.870097 (1987).
- (11) P.Flynn, M.Mizusawa, O.A.Uyehara and P.S.Myers : An Experimenttal Determination of the Instantaneous Potential Radiant Heat Transfer Within an Operating Diesel Engine, SAE Paper 720022 (1972).
- (12) 松井, 神本, 松岡, 小栗 : ディーゼル機関の火炎温度の測定に関する研究, 日本機械学会論文集, 44-377 (昭53), 228.
- (13) J.Yan and G.L.Borman : Analysis and In-Cylinder Measurement of Particulate Radiant Emissions and Temperature in a Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper No.881315 (1988).
- (14) A.O.zur Loye, D.L.Siebers and J.E.Dec : 2-D Soot Imaging in a Direct Injection Engine Using Laser-Induced Incandescence, Proc. of COMODIA 90 (1990), 532.
- (15) 塩路, 伊藤, 山田, 山根, 池上 : レーザシート法によるディーゼル火炎内のすす生成に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 924-3 (1992), 41.
- (16) R.Kihara, Y.Mikami and M.Kinbara : The Advantage of the Isuzu Square Combustion Chamber for D.I. Engines, SAE Paper No.830372 (1983).
- (17) M.Shigemori, S.Tsuruoka and M.Shimoda : Development of a Combustion System for a Light Duty D.I. Diesel Engine, SAE Paper No.831296 (1983).

- (18) G.L.Bird: The Ford 2.5 Litre High Speed Direct Injection Diesel Engine-Its Performance and Future Possibilities, SAE Paper No. 850262(1985).
- (19) W.P.Cartellieri and W.F.Wachter: Status Report on a Preliminary Survey of Strategies to Meet US-1991 HD Diesel Emission Standards Without Exhaust Gas Aftertreatment, SAE Paper No.870342(1987).
- (20) T.Saito, Y.Daisho and N.Uchida: Effects of Combustion Chamber Geometry on Diesel Combustion, SAE Paper No.861186(1986).
- (21) 国立天文台編, 理科年表 平成2年版, 丸善(1989), 593.
- (22) 塩出, 辻: 小形ディーゼル機関による低質重油の燃焼実験について, 日本船用機関学会誌, 17-8(昭57), 579.
- (23) E.G.Bary, L.J.McCabe, D.H.Gerke and J.M.Perez: Heavy-Duty Diesel Engine/Fuels Combustion Performance and Emissions-A Cooperative Research Program, SAE Paper No.8502078(1985).
- (24) M.L.McMillan and R.Halsall: Fuel Effects on Combustion and Emissions in a Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper No.881650(1988).
- (25) T.L.Ullman, R.L.Mason and D.A.Montalvo: Effects of Fuel Aromatics, Cetane Number, and Cetane Improver on Emissions from a 1991 Prototype Heavy-Duty Diesel Engine, SAE Paper No.902171(1990).
- (26) J.C.Wall and S.K.Hoekman: Fuel Composition Effects on Heavy-Duty Diesel Particulate Emissions, SAE Paper No.841364(1984).
- (27) 仁科恒彦: ディーゼル排ガス規制と軽油の低硫黄化, 日石レビュー, 34-4(1992), 15.
- (28) 瀬古, 吉田, 山口, 堀, 金: メタノール筒内噴射火花点火式ディーゼル機関に関する研究, 自動車技術会論文集, 33(1986), 49.
- (29) 池上, 塩路, 富岡, 成瀬: ブタンを燃料とする高圧縮比機関, 日本機械学会論文集, 52-479, B(昭61), 2761.
- (30) 塩路, 堀田, 池上: グロープラグ点火天然ガス噴射機関の燃焼特性, 日本機械学会講演論文集, 924-2(1992), 251.
- (31) 佐野寛: 新燃料(12), 燃料及び燃焼, 45-12(昭53), 1111.
- (32) L.G.Dodge, T.J.Callahan, T.W.Ryan, III, J.A.Schwalb, C.E.Benson and R.P.Wilson, Jr: Injection Characteristics of Coal-Water Slurries in Medium-Speed Diesel Equipment, ASME Trans., GT & Power, 114-3(1992-7), 522.
- (33) R.F.Parker: Future Fuel Injection System Requirements of Diesel Engines for Mobile Power, SAE Paper No.760125(1976).
- (34) T.Kato, K.Tsujimura, M.Shigemori, M.Minami and I.Yamaguchi: Spray Characteristics and Combustion Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection, SAE Paper No.890265(1989).
- (35) T.Kamimoto, H.Yokota and H.Kobayashi: Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames, SAE Paper No.871610(1987).
- (36) B.C.Porter, D.M.Doyle, S.A.Faulkner, P.Lambert, J.R.Needham, S.E.Andersson, S.Fredholm and A.Frestad: Engine and Catalyst Strategies for 1994, SAE Paper No.910604(1991).
- (37) P.L.Herzog, L.Burger, E.Winklhofer, P.Zelenka and W.Cartellieri: NOx Reduction Strategies for DI Diesel Engines, SAE Paper No.920470(1992).
- (38) 酒井靖郎: 排出ガス処理, 日本機械学会誌, 95-882(1992-5), 405.
- (39) J.H.Johnson, S.T.Bagley, L.D.Gratz and D.G.Leddy: A Review of Diesel Particulate Control Technology and Emission Effects, SAE Paper No.940233(1994).
- (40) 池上, 川合, 木原: 排気再循環によるディーゼルエンジンの窒素酸化物の低減, 自動車技術会論文集, 5(1973), 3.
- (41) R.Pischinger and W.Cartellieri: Combustion System Parameters and Their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions, SAE Paper No.720756(1972).
- (42) M.Tsukahara and Y.Yoshimoto: Reduction of NOx, Smoke, BSFC, and Maximum Combustion Pressure by Low Compression Ratios in a Diesel Engine Filled by Emulsified Fuel, SAE Paper No.920464(1992).
- (43) E.Valdmanis and D.E.Wulfhorst: The Effects of Emulsified Fuels and Water Induction on Diesel Combustion, SAE Paper No.700736(1973).
- (44) W.F.Marshall and R.D.Fleming: Diesel Emissions as Related to Engine Variables and Fuel Characteristics, SAE Paper No.710836(1971).
- (45) S.Shundoh, M.Komori, K.Tsujimura and S.Kobayashi: NOx Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection, SAE Paper No.920461(1992).
- (46) 中北, 近藤, 大澤, 高橋, 渡部: 高圧噴射時のパイロット噴射パターンの最適化とその効果, 日本機械学会論文集, 59-559, B(1993), 892.
- (47) 塩崎, 鈴木, 大谷: ディーゼルエンジンにおけるEGRとその問題点について, 日野技報, 38(1989-8), 3.

第2章 燃焼室内のガス組成の時間的および空間的分布

2.1 緒言

本章では高速ガス採取法により、ディーゼル機関における微粒子の生成から排出の過程を調査した結果について述べる。

直接噴射式ディーゼル機関は間接噴射式機関に比べて熱効率に優れているため、中・大形車だけではなく小形車用の動力源としても採用される傾向にある。しかし黒煙や青・白煙などの微粒子や窒素酸化物などの汚染物質が多量に排出され、その低減が緊急の研究課題となっている。特に微粒子と窒素酸化物の排出特性はトレードオフの関係にあり、その対策を一層困難にしている。直接噴射式ディーゼル機関の燃焼促進には燃料噴霧の良好な空間分布を図るとともに、適切な燃焼室形状を選んでガス流動を発生・活用し、燃料と空気の混合を活発にすることが肝要である。このためには燃焼室形状、噴射系およびガス流動の適合が重要であり⁽¹⁾、これらの相互効果を明確にし最適化を図るには、燃焼室内の混合気分布や燃焼過程の詳細をより一層明らかにする必要がある。

燃焼場における微粒子や窒素酸化物の生成状況を調査する方法として、燃焼写真とともに高速ガス採取法による検討も行われている。その結果、すすは火炎温度の高い拡散燃焼の早期に急速かつ多量に生成されるが、火炎温度が高いと火炎内に導入された空気と反応して、その濃度が急速に低下することが明らかにされている⁽²⁾。また微粒子生成と噴霧の状態や壁面の影響について検討され、噴霧の霧化の改善によって微粒子の低減が可能なが示唆されている⁽³⁾。この他、初期の噴霧発達や熱分解過程の調査にも高速ガスサンプリングが利用されている⁽⁴⁾。

ところで、小形高速機関に用いられる口径比の小さい深皿形燃焼室では、逆スキッシュに伴うピストンすき間部での燃焼挙動が微粒子の排出に強く影響すると推察されている。また噴射時期を遅らせた時に微粒子が増加する原因の一つとしてすき間部での火炎挙動が考えられるが、実験的には確認されていない。そこで本研究では、高速ガス採取法を用いて直接噴射式

ディーゼル機関の燃焼室内局所でのガス組成の分析を行い、逆スキッシュによる噴き出し状況ならびにすき間部での燃焼状況を調査するとともに、噴射時期およびスワール比の微粒子排出に及ぼす影響を噴霧火炎内のガス流動と関連させて検討した。

2.2 実験装置および方法

2.2.1 実験機関および実験条件

燃焼室の種々の位置で試料を採取して燃焼ガスの組成の時間経過を調べるため、ループ掃気式二サイクル水冷単シリンダ機関⁽⁵⁾（シリンダ径 110mm、行程 120mm、圧縮比 18.8、有効圧縮比 13.0）を図 2-1 に示すように改造して深皿形直接噴射式燃焼室とし、シリンダヘッドにガス採取弁を取り付けた。シリンダ内に残留するガスを四サイクル機関なみとするため、燃料噴射は機関主軸 2 回転に一度行った。燃料噴射にはボッシュ B 形ポンプ（プランジャ径 10mm）およびホール弁（DLA140S225）を用い、開弁圧は 24.5 MPa とした。

実験は機関回転速度 $n=1,200$ rpm、当量比 $\phi=0.6$ で噴射時期およびスワール比を変えて行った。スワールは対称掃気孔の片側を閉じて発生させ、その強さは給気比を変えて調整し、スワール比は発火した炭素粒軌跡を高

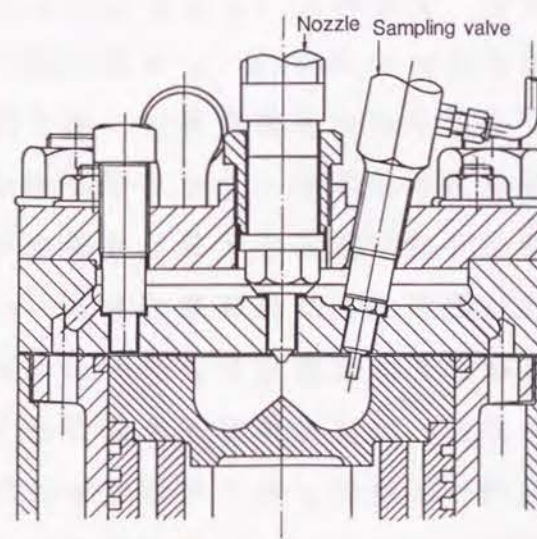


図 2-1 実験機関

表 2-1 実験条件

機関回転速度	1,200 rpm
動的噴射時期	10, 5, 0° BTDC
当量比	0.6
噴射量	34.2 mg/shot
スワール比	0, 1.3, 2.6
上死点すき間厚さ	0.41 mm
冷却水温度	77 °C
給気温度	60 °C

速度撮影して求めた長尾らの結果⁽⁶⁾を用いて給気比より算出した。実験条件をまとめて表2-1に示す。この条件および機関諸元はすでに行われた高速撮影による研究で用いたものと同じであり、燃焼時の火炎の動きはその実験結果を参考にした⁽⁶⁾。ただし本研究では通常の軽油のかわりに、沸点範囲が狭く高沸点成分を含まないトリデカンを主成分とする特殊燃料⁽⁶⁾（0号ソルベントM、日本石油製、比重0.757、セタン指数80.0、炭素水素質量比5.43）を用い、熱分解成分が容易に識別できるようにした。

2.2.2 ガス採取および分析方法

ガス採取にはニードル形高速電磁弁（司測研製）を燃焼圧力に耐えるように改良して用いた。燃焼室凹み内部ならびにすき間部で深さを変えてガス採取を行うため、弁先端には長さの異なるプローブが取り付けられる。プローブはステンレス製とし燃焼場を乱さぬように極力細くした。弁先端部から弁座までのデッドスペースは、三輪らの結果⁽⁷⁾を参考にして、最も長いプローブでも採取ガスの濃度へ影響が生じない体積とし、燃焼場の正確な組成のガスが採取できるようにした。なお1回のガス採取量は最小約3cc（標準状態）である。採取実効期間は機関回転速度1,200rpmで約5°CAであり、ガス採取時期は採取弁が最高揚程となる時期のクランク角度と定義した。

ガス採取は図2-2に示す位置で行い、シリンダヘッド面の中心を原点とする円柱座標 r 、 α 、 z でその位置を表す。すなわち、深皿形燃焼室の凹み内部（ $r=22.5\text{mm}$ 、 $z=8\text{mm}$ ）の3点とすき間部（ $r=40\text{mm}$ 、 $z=0$ と 5mm ）の噴霧中心からスワール下流の α の異なる4点でガスを採取した。すき間部の $z=5\text{mm}$ についてはピストン頂面に小さな穴をあけて、上死点付近では採取弁先端が納まるようにし、ガス採取は35°ATDC以後にすべての条件で行った。使用した燃焼室は燃焼室口径56mm、深さ24mmの深皿形である。

ガス分析系の概略を図2-3に示す。採取ガスは水蒸気および炭化水素の凝縮を防ぐため空気で希釈し、再燃焼管あるいは直接分析計に導いた。測定ガスの通路は水分の凝着を防ぐため393Kに加熱した。再燃焼管は混合室および約1,100K以上に加熱された長さ約2mのステンレス製の反応管からなり、ここで採取ガス中の未反応成分および不完全燃焼成分をすべて

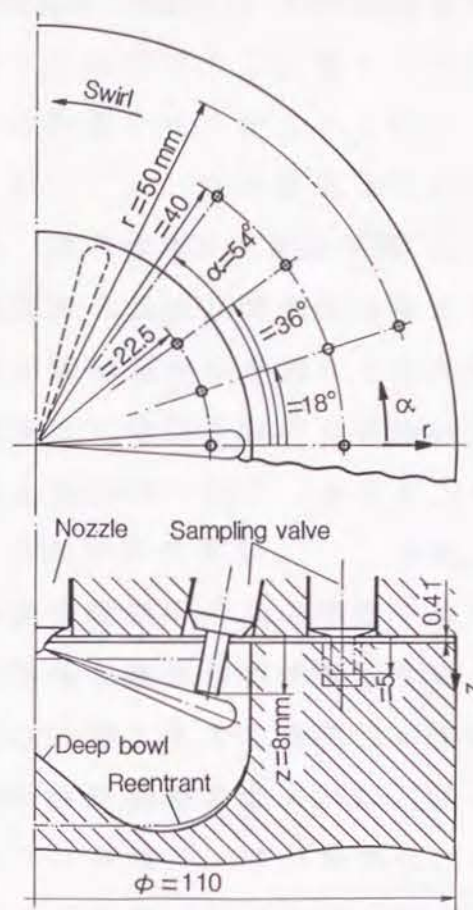


図2-2 ガス採取位置

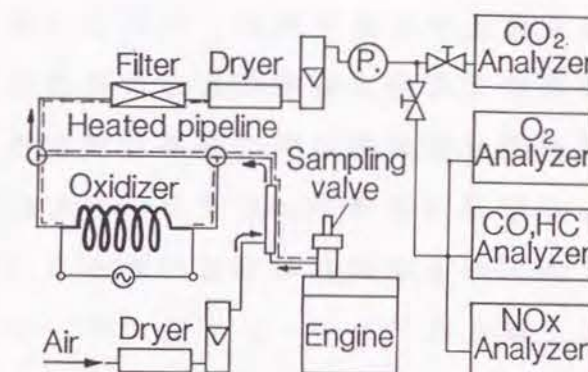


図2-3 採取ガス分析装置

CO_2 、 CO 、 H_2O に変換し、炭素、水素および酸素の原子数比から局所平均当量比 ϕ_s を求めた。また炭化水素類の気相成分はn-ヘキサン換算で分析し、高沸点成分は採取ガスを希釈して再燃焼させた結果と直接分析した結果をもとに炭素原子質量分率の比から算出した。

この高沸点炭化水素成分には生燃料やすずなどを含む沸点が約493K以上、直鎖系炭化水素では炭素数12以上のものを含んでおり、ディーゼル排気中に含まれる微粒子成分に近い。この質量分率を m_s とし、以下では燃焼中の微粒子の指標とする。なお m_s がすべてすすで占められるとすれば、 $m_s = 1 \times 10^{-3}$ がボッシュ排気煙濃度6~7に相当する⁽⁸⁾。分析を行ったガスは、 O_2 、 CO_2 、 CO 、THCおよび NO_x である。 O_2 の分析には磁気酸素計（堀場0A-250）、 CO_2 と CO およびTHCの分析には非分散赤外

分析計（堀場 CFA-21 と MEXA-324F）， NO_x の分析には化学発光式 NO_x 計（柳本 ECL-30）を用いた。

2.3 深皿形燃焼室内の局所ガス組成

図2-4 は圧縮始めのスワール比 $r_s = 1.3$ ，動的噴射時期 $\theta_j = 5^\circ \text{BTDC}$ の標準条件におけるすき間部での局所当量比 ϕ_s と高沸点炭化水素質量分率 m_s の測定結果をクランク角度 θ に対して示す。図中の破線は深い位置（ $z = 5 \text{ mm}$ ）の測定結果を示す。 ϕ_s はいずれの角度位置 α においてもなめらかに変化し， α による差も少ない。これに対し m_s は 35°ATDC 前後までかなり変化が急激であり， α による差も大きい。

これは火炎内で局所当量比が連続的に分布するのに対し，高沸点炭化水素成分は火炎内の局所に遍在しており，これが燃焼室内の流動によって流されるため，クランク角度や α 方向によって m_s が変化すると考えられる。高速度火炎写真によって観測すると， $30 \sim 40^\circ \text{ATDC}$ までは噴霧一本分に対応した輝炎塊がスワールや逆スキッシュなどの流動に載って移動しており，ガス採取・分析結果では，これら輝炎塊と不輝炎部分を順次取り込んだものと考えられる。したがって各 α の位置における m_s は高沸点炭化水素成

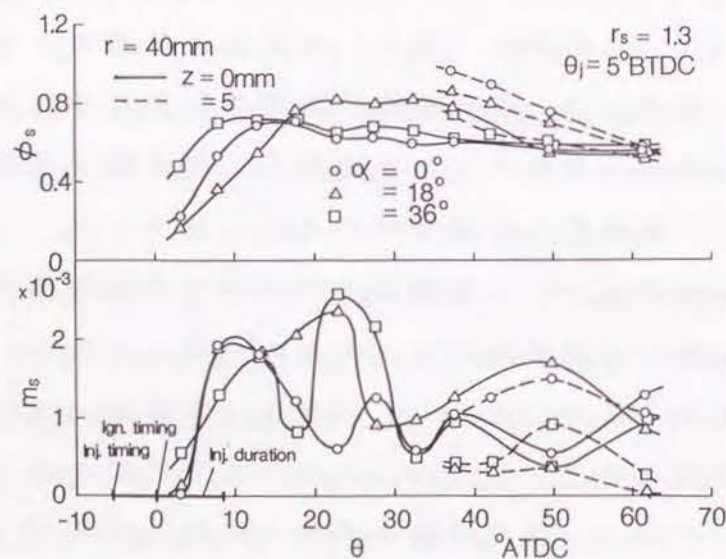


図2-4 すき間部の局所当量比 ϕ_s および高沸点炭化水素質量分率 m_s

分の生成，消滅による変化のほかに，ガス流動の影響を含んでいる。そこで以下に示す結果では同じ半径位置での m_s を平均して，スワールによる流動の影響を取り除くことにした。

なお，ディーゼル燃焼中には濃度の異なる大小無数の流体塊が存在しており，化学反応はそれらが分子レベルで混合しながら進行すると考えてよい。採取ガスはこれらの流体塊を平均したものであって，均一な組成のガスではない。したがって，たとえ局所当量比が1以下であっても濃度不均一が存在すると採取ガスには高沸点炭化水素が含まれる。

2.4 噴射時期の影響

直接噴射式機関では噴射時期を遅らせると急速に排気微粒子が増加する。この原因を調べるため噴射時期を変えて燃焼室内のガス組成の分析を行った。図2-5 は凹み内部の各 α 位置における CO ， THC の測定結果を示し，図2-6 は局所当量比 ϕ_s および α 方向で平均した高沸点炭化水素質量分率

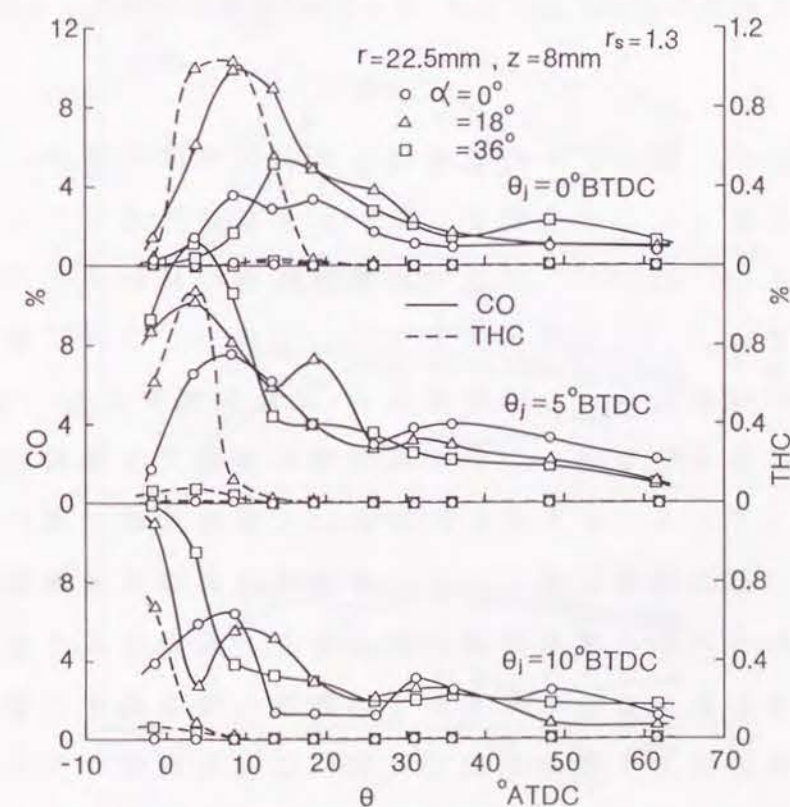


図2-5 凹み内部における CO および THC 濃度の噴射時期による影響

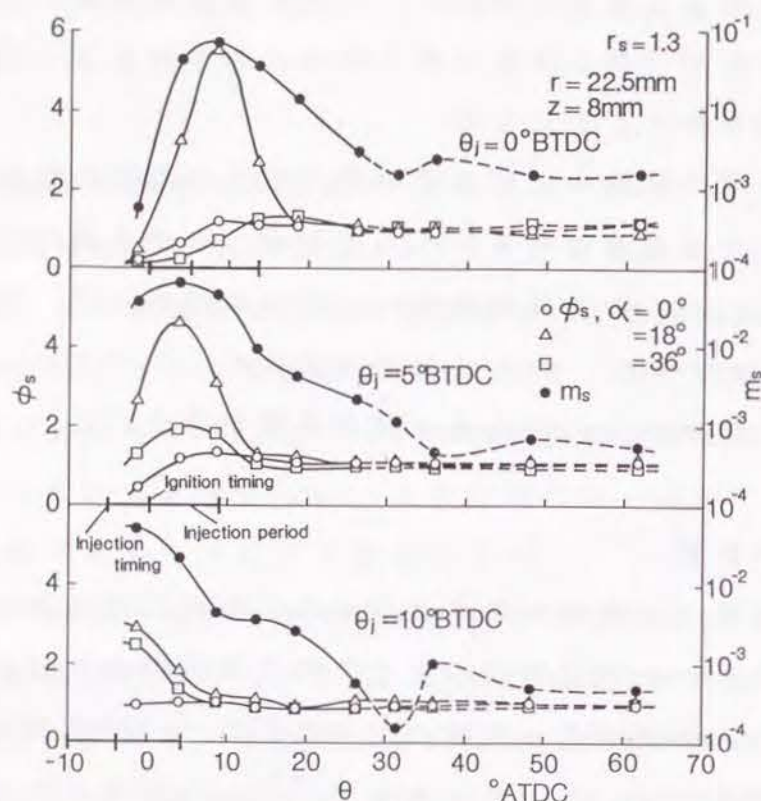


図2-6 凹み内部における ϕ_s および m_s の噴射時期による影響

m_s の変化を示す。図2-6中の破線はクランク角度の推移に伴い、採取位置が凹み外部に移ったことを表す。図2-6より逆スキッシュが最も強くなると考えられる 10° ATDC⁽⁵⁾付近では噴射時期の早い $\theta_j = 10^\circ$ BTDCの場合、 α 方向によらず $\phi_s = 1$ となっており m_s も低い。これに対し噴射時期の遅い $\theta_j = 0^\circ$ BTDCの場合、この時期の m_s は最大値を示し、 ϕ_s の α 方向の変化が著しい。しかしながら、いずれの噴射時期でも噴射終了後には ϕ_s はほぼ1となっている。また図2-5において噴射時期が遅いほど 10° ATDC近傍でCO、THCの濃度が高く、この時期には多量の未燃焼成分を含んでいる。これらのことから噴射時期が遅れると、混合の不十分なままで未燃焼成分を多く含む高当量比のガスがすき間部へ噴き出すと考えられる。

さらに着火後の圧力上昇が急激な時期には凹み内部のガスの膨張の早さが最大となるが、噴射時期が遅いとこのクランク角度は遅くなり、凹み体積に対するすき間体積の比が大きくなる。したがって膨張による凹み内部

のガスのすき間部への噴き出し量が増す。特に $\theta_j = 0^\circ$ BTDCの場合、この時期がほぼ 10° ATDCに当たることから、圧力上昇の急激な時期が逆スキッシュの強い時期と重なり強い噴き出しが生ずる。また着火時期からみると、 30° ATDCまでの凹み内部での燃焼経過には噴射時期による差はほとんどない。これらのことから、噴射時期を遅らせても凹み内の着火後の燃焼経過には著しい差はないものの、着火から噴き出しまでの時間が短くなるため、未燃焼成分を多く含む高当量比のガスが多量にすき間部へ噴き出すと言える。

次に、すき間部における噴き出し後のガス組成の分析を行った。図2-7は $r = 40\text{mm}$ の位置における局所当量比 ϕ_s および高沸点炭化水素質量分率 m_s を示す。すき間部では ϕ_s は1を超えることはまれで、凹み内部に比べて低いことが分かる。高速度写真撮影の結果⁽⁵⁾によればすき間部では

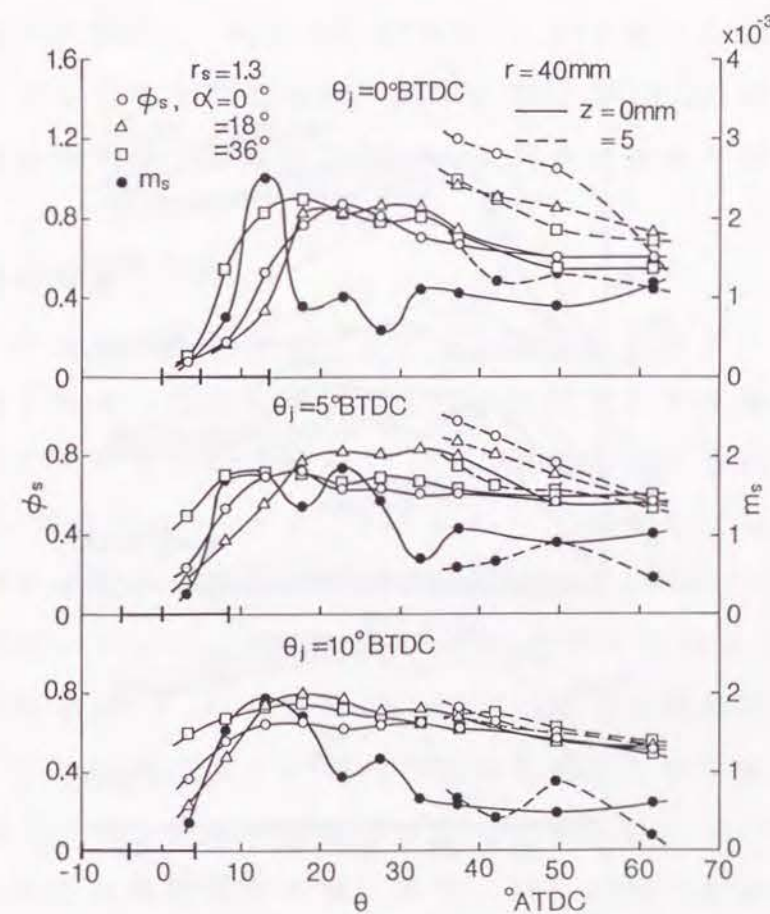


図2-7 すき間部における ϕ_s および m_s の噴射時期による影響

およそ $30\sim 40^\circ$ ATDCで輝炎は消滅するが、図2-7 から約 35° ATDC以後はいずれの噴射時期でも m_s には大きな変化は認められず、いわば高沸点炭化水素成分は凍結している。

また、この時期の ϕ_s および m_s は噴射時期が遅いほど高くなっている。さらに $z=5\text{ mm}$ での ϕ_s は $z=0\text{ mm}$ に比べて高く、その差は噴射時期が遅いほど顕著である。噴射時期が遅いと凹み内での混合が不十分なままで混合気が噴き出すため、すき間部へ噴き出すガスは多くの未燃混合気を含んでいる。この未燃混合気は密度が高いため、スワールによる遠心力を強く受け、凹み側壁近傍からピストン頂面に沿って、かつ密度の低い既燃ガスは凹み中央よりからシリンダヘッド面に沿って噴き出すことになる。したがって、すき間部にはこれらが分離した状態で分布し、ピストン頂面に局所過濃域が形成される。そのため 35° ATDC以後の m_s が高く、またシリンダヘッド面よりも深い位置の m_s と ϕ_s が高くなると考えられる。これに対し噴射

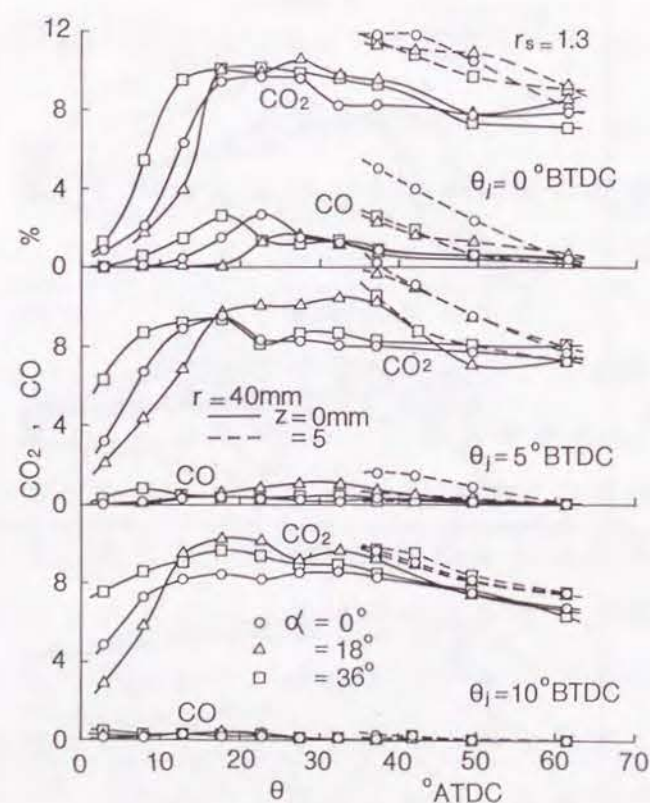


図2-8 すき間部における CO_2 および CO の噴射時期による影響

時期が早いと混合気は十分に混合した後に噴き出すため、 35° ATDC以後の m_s は低く、深さ方向の変化も少ないのであろう。

図2-8 にすき間部における CO_2 および CO の濃度を示す。 $z=0\text{ mm}$ では CO_2 濃度の噴射時期による差はあまり認められないが、 CO 濃度は噴射時期が遅いほど高く、未燃焼成分を多く含むガスがすき間部へ噴き出すことが分かる。また $z=5\text{ mm}$ では噴射時期が遅いほど CO_2 、 CO 濃度はともに高く、未燃焼成分の多い高当量比のガスがピストン頂面に分布することを裏付けている。

次に燃焼後期における m_s と排気微粒子の関係を調査するため、排気微粒子濃度をフィルタ法によって測定した。測定法が異なることや実験に二サイクル機関を用い、2回転に一回の噴射であることから給気の吹抜けのため排気濃度を m_s と直接比較するのは難しいけれども、標準条件とした $\theta_j = 5^\circ$ BTDCでの値を1として、各噴射時期との比をみると $\theta_j = 10^\circ$ BTDCで0.746 ($m_s=0.505$)、 $\theta_j = 0^\circ$ BTDCで1.33 ($m_s=1.55$)であり、それぞれ()に示したすき間部の 60° ATDCにおける m_s の比とほぼ同じ傾向がみられ、燃焼後期の m_s は排気微粒子と関係が確認される。

2.5 スワール比の影響

適度なスワールを与えるとスワールがない場合に比べて、すき間部での燃料過多が抑制される。しかし過度のスワールは逆にすき間部への燃料の分散を阻害することが知られている⁽⁵⁾。これを確認するため、最適スワール比 $r_s=1.3$ のほかに $r_s=0$ 、 2.6 について測定を行った。図2-9は凹み内部およびすき間部の局所当量比 ϕ_s を示している。 $r_s=0$ では 10° ATDC近傍で逆スキッシュによりすき間部の ϕ_s が凹み内部よりも高くなり、それ以後もすき間部の ϕ_s の方が高く、 50° ATDCでほぼ同程度となる。これに対しオーバースワールの $r_s=2.6$ では噴き出し時のすき間部における ϕ_s は極めて低く、すき間部の空気はほとんど利用されていないことが分かる。また凹み内では燃料過剰状態にあり、 60° ATDCでも $\phi_s=1$ と全体の当量比0.6に比べてかなり高い。これらのことから、スワールは燃焼室内の当量比の分布に強く影響し、燃料の半径方向への分散を妨げるように

- (1) M. Ikegami : Role of Flows and Turbulent Mixing in Combustion and Pollutant Formation in Diesel Engines, Proc. of COMODIA 90(1990), 49.
- (2) 青柳, 松井, 神本, 松岡 : 直接ガスサンプリング法による直接噴射式ディーゼル機関におけるNOとすす生成に関する研究(第1報), 日本機械学会論文集, 46-403, B(昭55), 540.
- (3) S.R. Norris-Jones, T. Hollis and C.N.F. Waterhouse : A Study of the Formation of Particulates in the Cylinder of a Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper, No. 840419(1984).
- (4) 池上, 三輪, 李 : ディーゼル燃焼初期の噴霧発達と熱分解, 日本機械学会論文集, 51-471, B(昭60), 3810.
- (5) 長尾, 池上ほか : 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼の研究(第1報および第2報), 日本機械学会論文集, 38-311(昭47), 1866および1875.
- (6) 李, 稲垣, 池上, 三輪 : ディーゼル微粒子排出に及ぼす燃料の影響, 自動車技術会論文集, 35(1987), 44.
- (7) 三輪, 濱地, 池上 : ガス分析によるディーゼル機関の燃焼過程の解析, 日本機械学会論文集, 45-398, B(昭54), 1566.
- (8) R.C. Schmidt, et al: Exhaust Characteristics of the Automobile Diesel, SAE Paper No. 660550(1966).

第3章 燃焼室の形状および寸法の排気微粒子に及ぼす影響

3.1 緒 言

本章では直接噴射式ディーゼル機関のリエントラント形燃焼室と上死点すき間の燃焼への影響について実験および数値流体力学的シミュレーションにより検討する。

小形高速直接噴射式ディーゼル機関では、口径比の小さい深皿形燃焼室がよく使用される。この種の燃焼室では特に上死点すき間が気流、混合気形成および燃焼に影響し、性能や排気特性に強く関わっている。たとえば第2章のシリンダ内のガス採取結果や燃焼状況の高速度撮影⁽¹⁾の調査において、逆スキッシュによるすき間部への過度の未燃燃料の流出があると不完全燃焼に陥りやすいことや、スワールを与えると流出が抑制されることが推論されている。また最近注目されているリエントラント形燃焼室はすき間部への未燃燃料の流出が適度に抑制されるため、遅い噴射時期でも排気煙濃度の増加が少ないとされている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。このように、すき間への未燃燃料の流出が燃焼悪化の一要因であるものの、詳細はまだ明らかでない。

そこで本研究では、直接噴射式ディーゼル機関にリエントラント形燃焼室を用いた場合および深皿形燃焼室で上死点すき間を変化させた場合の性能および排気特性を実験的に調査するとともに、燃焼室内のガス分析結果や数値流体力学的シミュレーション^{(2)・(5)}により、その効果の原因を詳細に検討した。

3.2 実験装置および方法

実験には2種類の水冷無過給の単シリンダ四サイクル直接噴射式ディーゼル機関を使用した。図3-1に実験に使用した機関の燃焼室断面を示す。エンジン1(シリンダ径92mm, 行程90mm, 圧縮比18.0, 燃焼室口径50mm, 吸入スワール比2.0)は上死点すき間の影響を調査するために使用した。上死点すき間 δ は、0.35~1.65mm(標準0.74mm)の間で変化させ、そ

の際単にヘッドガスケット厚さの変更により δ を変えた場合と、凹み深さも同時に変化させて圧縮比を一定に保持しながら δ を変えた場合について検討した。

エンジン2（シリンダ径 102mm，行程 106mm，圧縮比 16.9，吸入スワール比 2.1）はリエントラント形燃焼室の効果を調べるのに使用した。リエントラント形は突き出し量が 1.4mm，また燃焼室入口径は51mmで比較の対象とした深皿形と同一にしてある。さらに両燃焼室の凹み部の体積は等しく，上死点すき間はいずれも 0.82mmである。

燃料噴射ポンプにはエンジン1にPFR1KD75形を，エンジン2に PES2A形を使い，ノズルにはエンジン1に DLLA145SN284（4孔，噴孔径 0.28mm，噴射角 145°，開弁圧 19.6MPa）を，エンジン2に DLLA155S314（4孔，噴孔径 0.31mm，噴射角 155°，開弁圧 20.0MPa）を用い，機関回転速度をそれぞれ 2,000rpm および 2,400rpm 一定とし，JIS2号軽油により運転した。

エンジン2での微粒子測定は既報告⁽⁶⁾にのっとりミニ希釈トンネルを用いて行った。測定結果はソックスレ抽出法により，固形分SOLIDSと可溶有機成分SOFに分離した。この他，全炭化水素THCおよび一酸化窒素NO濃度を測定した。THC濃度はサンプリング経路を200℃に保温して，水素炎

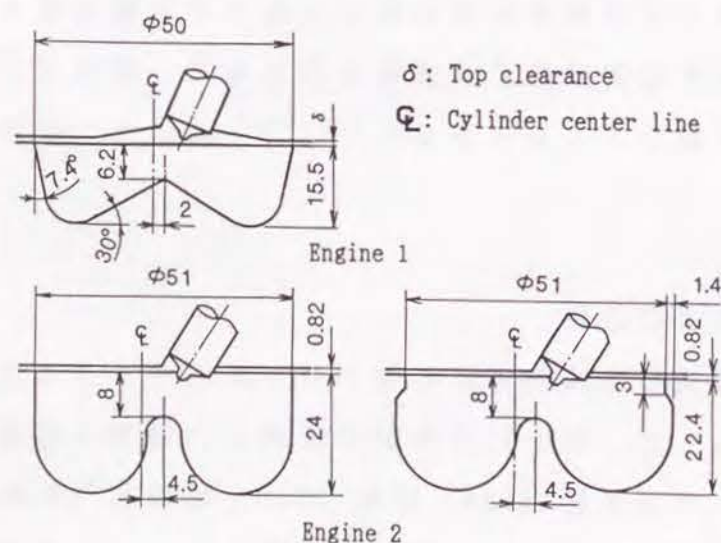


図3-1 燃焼室断面（左：深皿形，右：リエントラント形）

イオン化検出計FID（ヤナコ計測 KA-300）で分析しメタン換算値で示した。NO濃度は非分散赤外分析計NDIR（堀場 MEXA-61SS）で測定した。排気煙濃度は両エンジンともボッシュ式排気煙濃度計（ディーゼル機器 DSM-10B）で測定した。

エンジン2の燃焼室内圧力は抵抗線ひずみ式圧力変換器（共和電業 PE-200KW）で測定し，噴射ノズル針弁揚程は渦電流式変位計（電子応用 AEC 2525-03）で検出した。これらより着火遅れは針弁揚程の開始からシリンダ圧力が急激に立ち上がるまでの時間として求めた。

性能および微粒子の測定は機関を高負荷で十分に暖機運転した後，当量比の高い方から低い方へ順に測定するモードで行った。これは排気管の温度が低い場合に，SOFの原因となる軽質有機物質が内壁に付着し，その後温度が上昇すると徐々に気化して排出されるのを防ぐためである⁽⁷⁾。

3.3 燃焼室形状の違いによる微粒子の生成と排出特性の比較

3.3.1 深皿形とリエントラント形燃焼室の性能と排気特性の比較

エンジン2を用いて噴射時期を変え，深皿形とリエントラント形燃焼室の機関性能と排気特性を比較した結果を当量比 ϕ に対して図3-2，3-3に示す。燃料消費率BSFCは試験の範囲では噴射時期16° BTDCの時に最良であり，深皿形はこれより遅れると急速に増大するのに対して，リエントラント形では12° BTDCまで遅くしてもほとんど増加せず，全体のレベルも深皿形に比べて低い。NO濃度は同じ噴射時期ではリエントラント形の方が高いが，いずれの燃焼室でも噴射時期を遅らせると大幅に低下している。ところが噴射時期を遅くした時，深皿形では排気煙濃度SMOKE，微粒子PARTが高負荷で急速に増加するのに対し，リエントラント形ではほとんど変化しない。またリエントラント形の方が全体に微粒子濃度が低いレベルにある。これらの結果はリエントラント形は深皿形より燃焼室内のガス流動などの違いから燃焼が活発であることを示唆している。

図3-4は両燃焼室の微粒子とその成分SOF，SOLIDSの排出量を比較した結果である。リエントラント形で噴射時期を遅らせた時に高当量比で微粒子の排出量が増加しないのは，SOF，SOLIDSともに排出量が噴射時期によっ

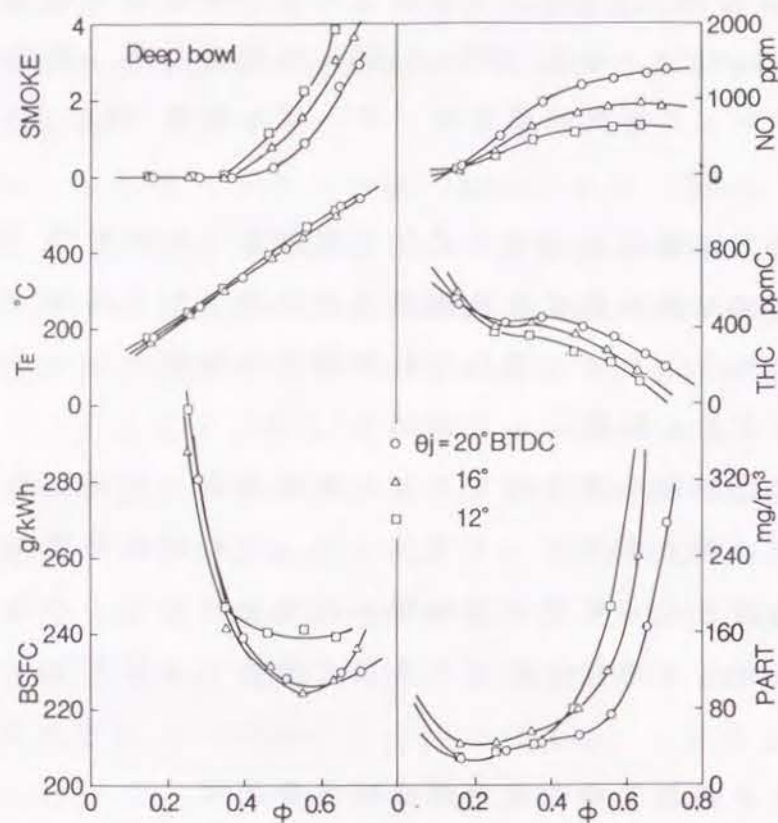


図3-2 深皿形燃焼室の性能に及ぼす噴射時期の影響

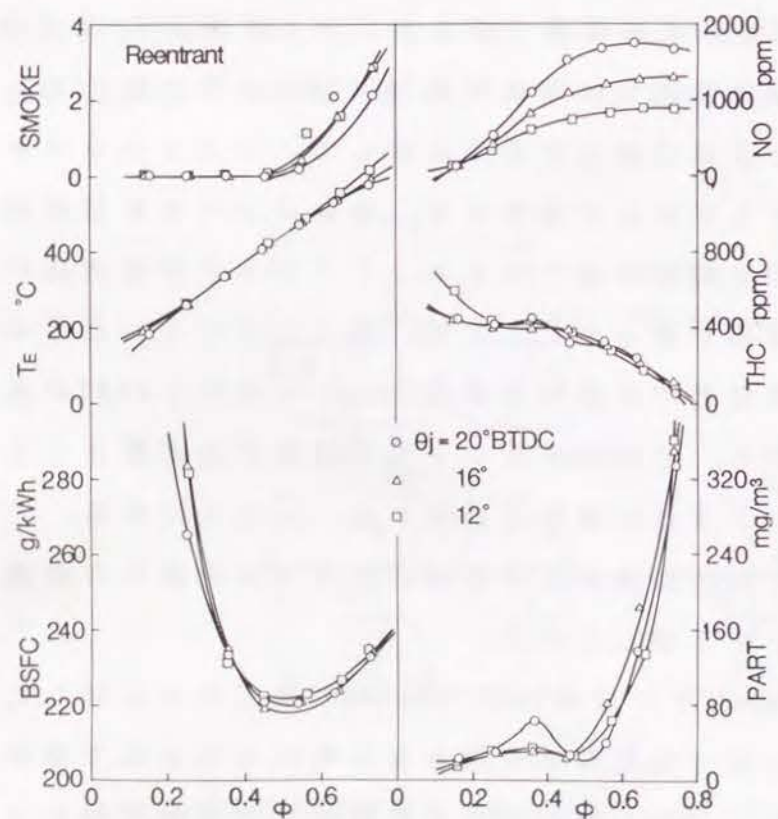


図3-3 リエントラント形燃焼室の性能に及ぼす噴射時期の影響

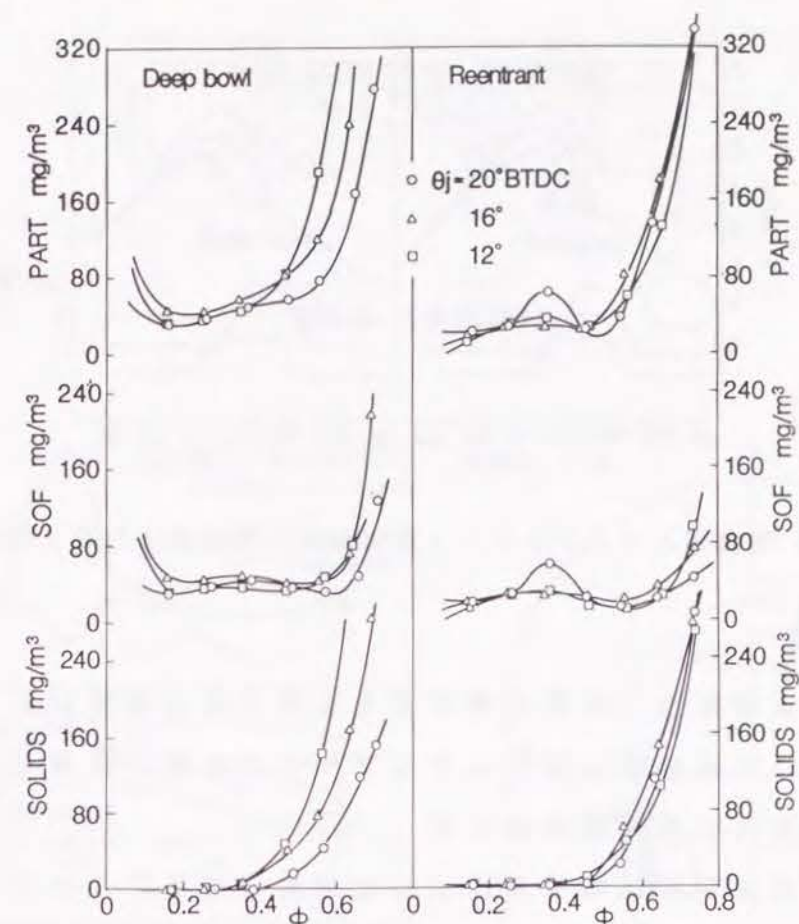


図3-4 深皿形とリエントラント形燃焼室の排気微粒子の比較

てほとんど変化しないためであることが分かる。また SOFは低・中当量比で多く生成するが、この当量比においてリエントラント形では深皿形に比べて低いレベルにある。これはリエントラント形ではノズル先端から燃焼室壁面までの距離が長いこと、および突き出し部の下方で発生する渦により、燃焼室壁面に付着する燃料が減少するためと考えられる。

図3-5 は両燃焼室のシリンダ内圧力 P と噴射弁揚程 h の変化を示す。リエントラント形では噴射時期の遅い時に着火遅れが若干短い。しかし、いずれの噴射時期においてもリエントラント形の方が深皿形よりも着火後の圧力上昇が急激であり、着火前に形成される可燃混合気量が多いことが推定できる。

以上のようにリエントラント形燃焼室を用いると、噴射時期を遅らせることにより、燃料消費率および微粒子濃度を低く保ったまま NO 濃度を低

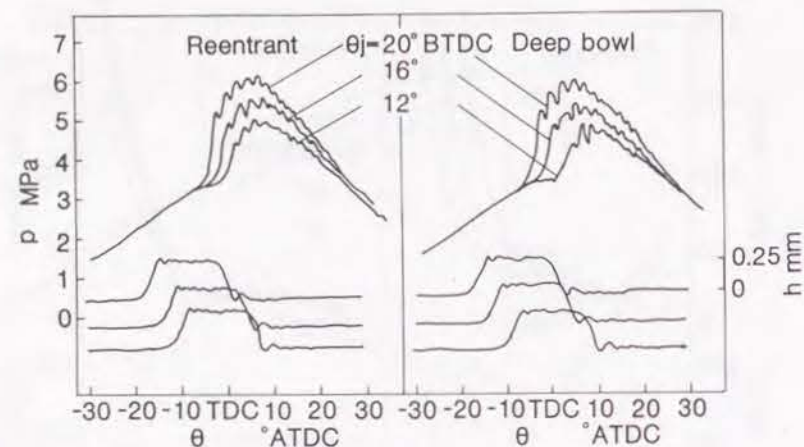


図3-5 深皿形とリエントラント形燃焼室の燃焼室圧力および針弁揚程

減でき、低窒素酸化物、低排気煙濃度を実現できる資質があると言える。この理由について燃焼室内のガスサンプリングを行い検討した。

3.3.2 燃焼室内のガス組成の比較

燃焼室内のガス分析は第2章に示した方法と同様にループ掃気式二サイクル機関を用いて行った。このため噴射および燃焼系の諸元は上述の性能試験の場合とやや異なっており、機関回転速度もガスサンプリングの都合で1,200rpmとしたが、少なくとも定性的な傾向を論ずるには許容できると考える。比較した深皿形とリエントラント形燃焼室の詳細を図3-6に示す。両燃焼室の燃焼室径と凹み体積は同一にしてある。

リエントラント形燃焼室が噴射時期を遅らせた場合に微粒子の増加が少ない理由を調べるため、噴射時期 $\theta_j = 0^\circ$ BTDC について燃焼室すき間部のガス組成の分析を行った。図3-7にリエントラント形燃焼室のすき間部での局所当量比 ϕ_s および高沸点炭化水素質量分率 m_s を示す。比較のため深皿形の m_s も合わせて示す。リエントラント形では ϕ_s の初期の立ち上がりは深皿形に比べてやや遅れ、 m_s の最初のピークは低い。またクラック角度 35° ATDC 以後の m_s は $z = 0$ mm では両燃焼室で大きな差は認められない。これに対し $z = 5$ mm での m_s は深皿形では $z = 0$ mm に比べて高く、リエントラント形では逆に低い。

これは深皿形ではスワールの影響で高当量比の密度の高い未燃混合気が

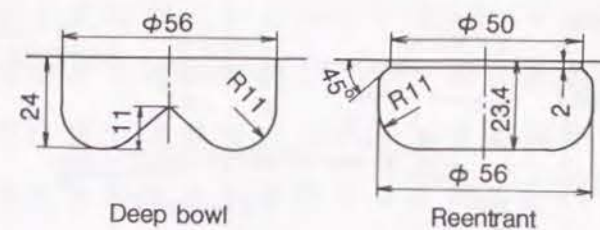


図3-6 燃焼室形状

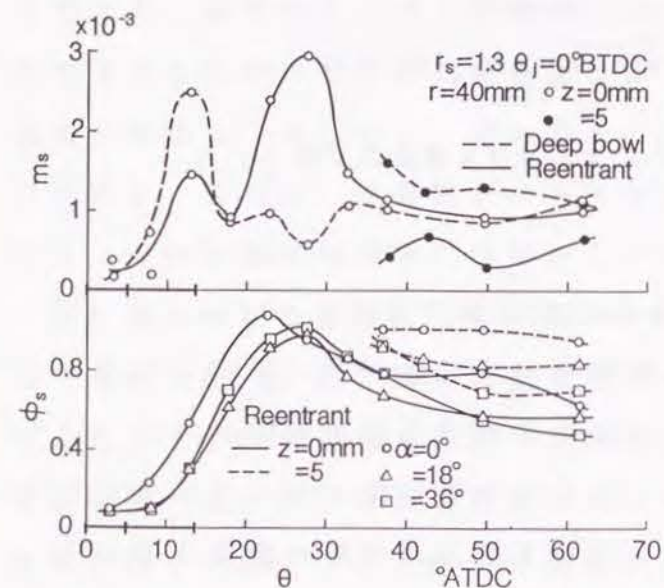


図3-7 リエントラント形燃焼室のすき間部における局所当量比 ϕ_s および高沸点炭化水素質量分率 m_s

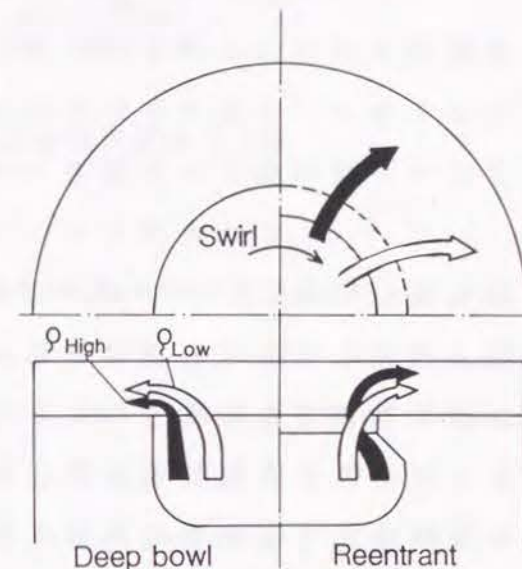


図3-8 ガス流動の概略

ピストン頂面に沿って噴き出すのに対し、リエントラント形では図3-8に示すように突き出し部によって未燃焼の高当量比のガスがシリンダヘッド面に沿うように噴き出すためと考えられる。このためスワールによって分離された未燃混合気と既燃ガスの混合が促進され m_s が減少すると考えられる。以上のようにリエントラント形燃焼室では噴き出し時に混合が促進され、最終的なすき間部での m_s は、深皿形で噴射時期を早めた $\theta_j = 5^\circ$ BTDC の場合と同程度である。これに対し排出 NO_x 濃度は図3-9に示すように深皿形の $\theta_j = 0^\circ$ BTDC の場合と変わらず、リエントラント形燃焼室は NO_x および微粒子の低減に有効であることが分かる。別の実験によればすき間内での NO_x 濃度は排気 NO_x をよく反映していることから、噴射

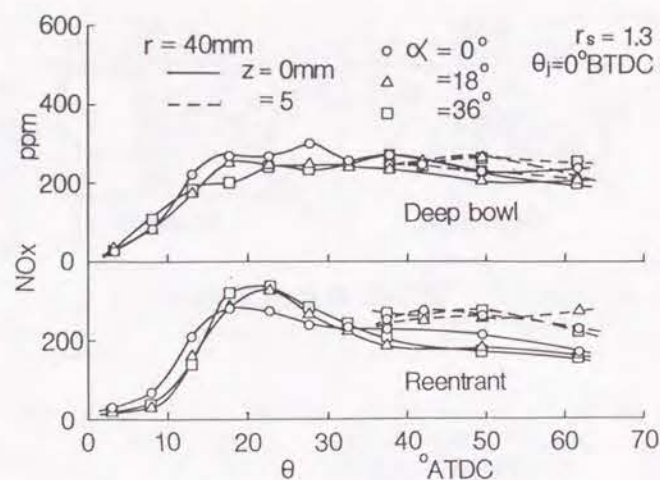


図3-9 燃焼室形状の違いによるNOx濃度の比較

時期を遅くするとNOxが低減できることを推論できる。

以上のことから、リエントラント形燃焼室で噴射が遅い場合、クランク角が進んでもすき間部への噴出ガスには高沸点成分は比較的少なく、よく混合した状態で噴き出すと考えられる。これに対し突き出し部を持たない深皿形燃焼室では後期に噴出するガスに多くの高沸点成分を含んでいる。これは突き出しがあると凹み内で不均一な状態にある混合気のすき間部への噴き出しが抑制されるためである。これは燃料過剰の濃混合気が深皿形に比べて燃焼室の深い位置に分布していることおよび燃焼室口縁部での乱れが強く、混合が促進されるためと推測される。

3.4 上死点すき間の燃焼への影響

本節では、リエントラント燃焼室と同様にすき間部への未燃燃料の流出を抑制する上死点すき間の性能への影響を実験により調査した結果について述べる。上死点すき間を大きくすると一般に機関性能は低下することが知られており、これは早い時期に多くの未燃燃料がすき間へ流出し、壁面での冷却などのためすすを発生しやすくなるためと考えられる。

エンジン1の深皿形燃焼室を用いて上死点すき間 δ のみを変化させた場合の正味燃料消費率BSFCおよびボッシュ式排気煙濃度SMOKEの実測結果を正味平均有効圧力 P_e に対して図3-10に示す。この場合、燃焼室は同一の

ため圧縮比は上死点すき間が大きいほど小さい。すき間が大きいと負荷の増加に伴い燃料消費率が急速に増加し、極小点は低負荷側に移動する。さらに燃料消費率および排気煙濃度のレベルもすき間が大きいほど増大する。以上の結果には圧縮比 ε の変化の影響も含まれているため、図3-11はすき間が変化しても ε が一定となるように凹み深さも変えた場合の結果である。図の右半分はその結果を示し、左半分は前出の δ のみを変更した場合の結果である。図中の R_{cv} は上死点におけるピストン凹み体積比を示す。いずれの場合もわずかなすき間の増加によって燃料消費率および排気煙濃度が急激に増加し、そして ε 一定の場合には燃料消費率を極小にするすき間厚さがある。これは、すき間が小さすぎるとすき間内での冷却損失が大きくなり、それが燃料消費率の増加として現れたと推察される。

次に噴射時期の影響について調べた。図3-12は $P_e = 0.66$ MPa一定のもとで噴射時期 θ_j を3通りに変更した場合の燃料消費率および排気煙濃度を上死点すき間に対して整理した結果を示す。いずれのすき間においても噴射時期が遅いほど排気煙濃度は高いものの、噴射時期を遅くしても上死点すき間を小さくすると燃料消費率および排気煙濃度は低くなる。すなわ

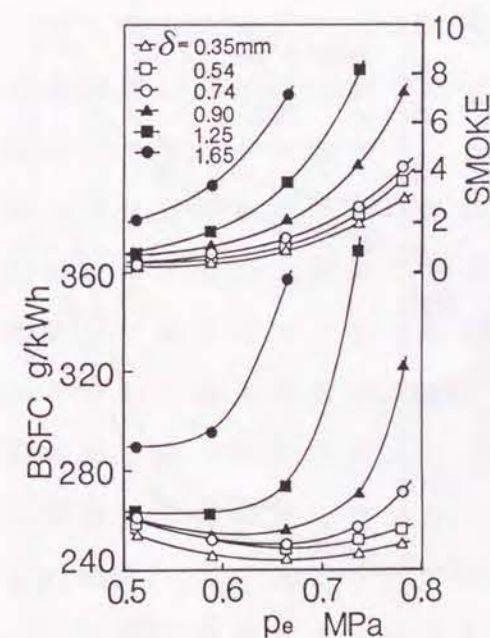


図3-10 上死点すき間の性能に及ぼす影響 ($\theta_j = 12^\circ$ BTDC)

ち、遅い噴射で凹みに未燃燃料が多い状態では、すき間が大きいと未燃のままですき間へ流出する燃料や火炎が多くなり、それらがすき間で冷却されてすすや未燃炭化水素となると考えられ、すき間を小さくすることはすき間への流入量を減少させる効果があると言える。

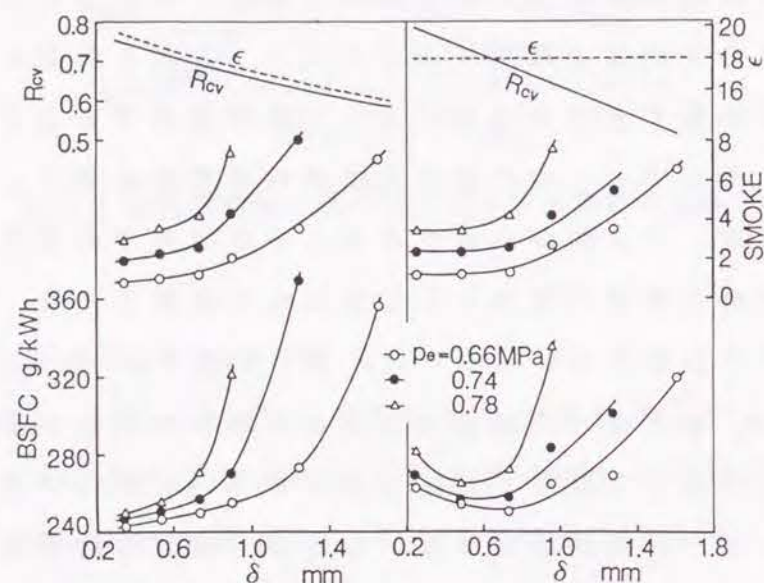


図3-11 圧縮比および上死点すき間の性能に及ぼす影響 ($\theta_j = 12^\circ \text{BTDC}$)

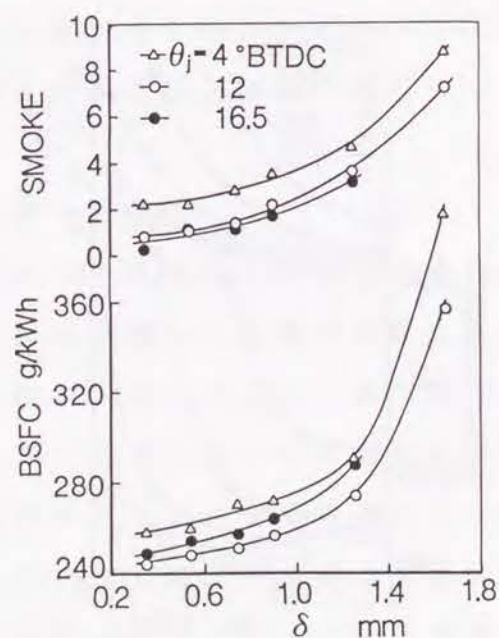


図3-12 噴射時期と上死点すき間の性能に及ぼす影響

以上の実験結果から、特に遅い噴射のために凹み部に未燃燃料が多い場合には、上死点すき間を小さくすることや前節の燃焼室に突き出し部を設けることによって、凹みからすき間への未燃燃料や濃混合気の流出が適度に防止され、機関性能や排気特性が改善されると言える。

3.5 数値流体力学的シミュレーションによる検討

以上の実験結果を総合すると、燃料および混合気の燃焼初期におけるすき間部への流出がすす生成に影響すると思われる。すなわち、すき間が大きいと初期の圧力上昇時にすき間へ多量の混合気が進出し、さらに噴射時期が遅いと逆スキッシュに載って未燃燃料が流出して壁面で冷却されてすすを生成する可能性があり、リエントラント形やすき間を小さくした場合には、すき間への流出が抑えられることによって良好な性能が得られると推察される。これに加えて、すき間が小さいと凹み内のスワールの増速⁽¹⁾や逆スキッシュの増加により凹み内の混合気分布や噴出する混合気の組成が変化し、さらに乱れが強くなることも考えられる。

そこで、シリンダ内の流動および燃焼のシミュレーションにより上死点すき間の影響について検討した。使用したプログラムは既報⁽⁵⁾で示したFREC-3D(CI)で、有限階差法を基礎とし壁面近くの要素のみに有限体積法を適用したものである。ガス流動の他に、乱れ、噴霧、燃焼の各サブモデルを組み込んで燃焼中の各位置における乱れ特性値、燃料濃度、混合気濃度、燃焼ガス濃度、温度などの分布を計算する。

初期条件として、計算は吸気弁閉止時期から始め、スワールは一様強制渦があるとし、ガス温度は一様とした。壁面の境界条件は、流速および温度について各瞬間に定常状態が成り立つとして仮定し、壁関数を用いた。燃焼モデルは、乱れによる燃料と酸素の微視混合によって混合気が生じられ、それがアレニウス形の非可逆1段反応によって燃焼ガスに転換されると扱った。Gosman⁽⁸⁾の燃焼モデルでは、燃料塊、酸素塊、既燃ガス塊が ϵ/k （ただし、 k ：乱れ強さ、 ϵ ：消散率）に比例した速さで微視混合し、3者の濃度の一番低いものに依存するとみなしている。しかし、このように仮定すると、既燃ガス塊が存在することによって燃焼が進むような

火炎伝播を想定していて実験と合致しない。そこでここでは、



と考え、式(3-1)は乱流混合により、式(3-2)はアレニウス形の非可逆1段反応によりその速さが定まるとした。したがって、低温では反応が律速段階になって着火遅れを表現でき、高温になると混合が律速段階となって拡散燃焼を表現することができる。

計算の対象とした機関は図3-1のエンジン1であり、計算の都合上燃焼室中心および噴射ノズルはシリンダの中心にあるとし、凹み側壁をシリンダ中心軸と平行とした。計算は当量比 $\phi = 0.6$ 、スワール比 2.0、噴射開始を 12° BTDC、終了を 3° ATDC、圧縮比 $\varepsilon = 18$ とし、中心噴射で4噴霧は対称であるとみなし、噴霧1本分に対応する燃焼室の $1/4$ についてのみ行った。

図3-13は計算結果の表示断面を示し、 $r-\theta$ 面はピストンヘッド面からシリンダヘッド面に向かって $3/4$ の位置であり、 $r-z$ 面は r 座標軸から $\theta = 11.25^\circ$ 下流へ向かった噴霧の中心軸で切った断面である。

図3-14は計算結果で、上死点すき間 δ を 0.35mm と 1.65mm とした場合のクランク角が上死点、 5° および 10° ATDCにおける $r-z$ 面合速度 u_{rz} 、 $r-\theta$ 面合速度 $u_{r\theta}$ 、接線速度 v 、局所当量比 ϕ 、局所熱発生率 \dot{q} および乱れ強さ u' の空間分布を示す。なお、 v および u' の大きさは平均ピストン

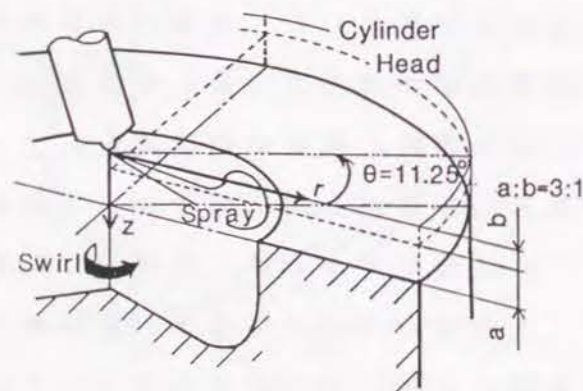


図3-13 計算結果の表示断面

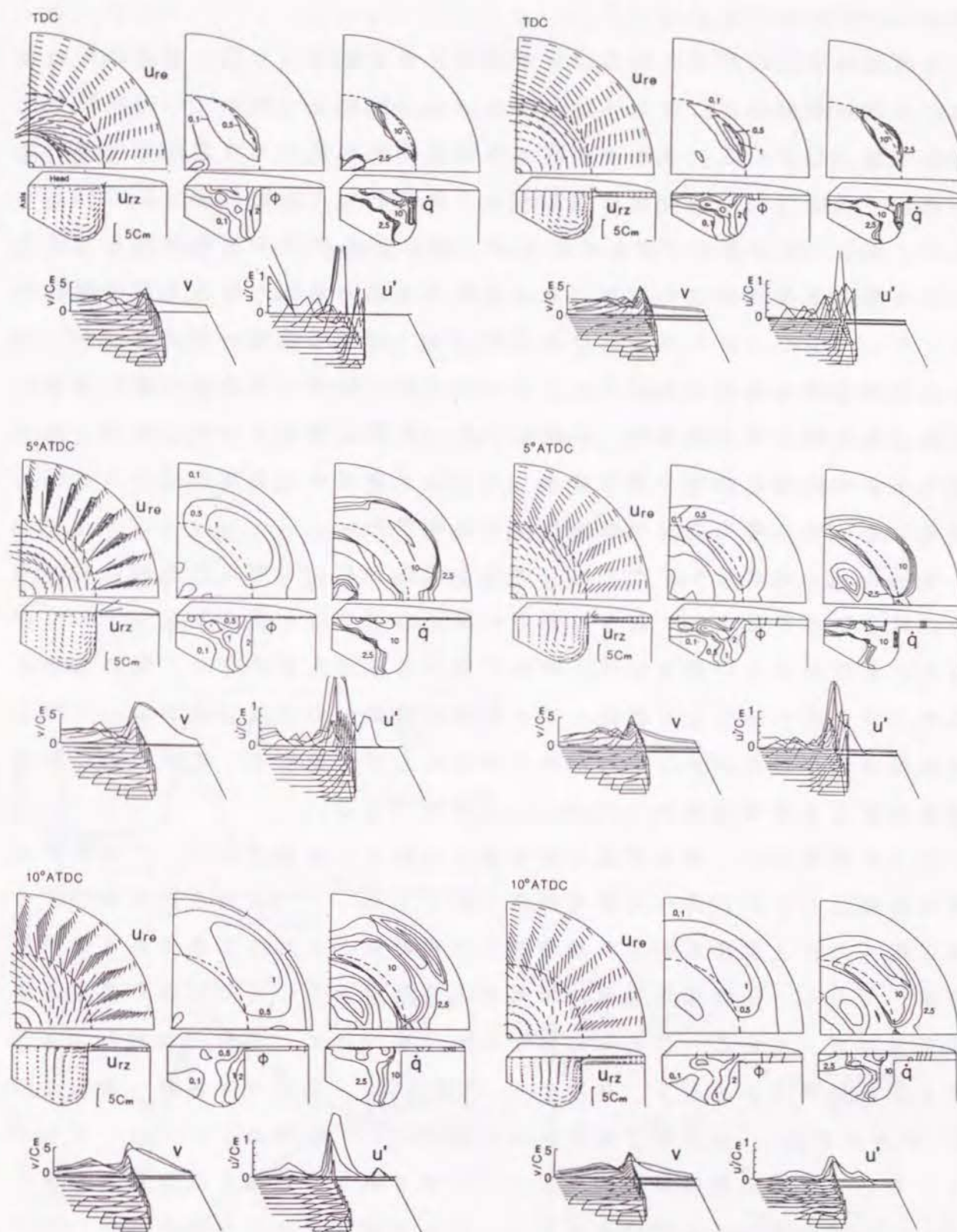


図3-14 δ の違いが u_{rz} 、 $u_{r\theta}$ 、 v 、 u' 、 ϕ 、 \dot{q} の空間分布に及ぼす影響 (左半分: $\delta = 0.35\text{mm}$ 、右半分: $\delta = 1.65\text{mm}$ 、 Cm : 平均ピストン速度)

速度 C_m で除して示す。

これより次のことが分かる。すき間が大きい場合、上死点およびそれ以降における速度分布に著しい変化はないが、乱れ u' は 10° ATDC以降では急速に低下している。またすき間への噴出速度も低く、当量比 ϕ の高い混合気がすき間の入口部に停留しており、熱発生も入口部に集中している。これに対してすき間が小さいと、上死点前に凹み内の2次渦が強く、凹み上部に濃い混合気が分布している。上死点においては、凹み上部に側壁からシリンダ中心に向かう流れがみられ、 5° ATDCでは強い逆スキッシュのため半径方向の流速が大きくなっている。その結果、当量比の高い混合気が強くすき間に押し出され、半径の大きい位置に達している。また上死点後でもすき間内のスワールは強く、さらにすき間の入口部には強力な乱れが発生し、すき間での局所熱発生率も極めて高い。

すなわち、本燃焼モデルでは、燃料と酸素が存在して乱れが強ければ急速に混合気が形成され、次々にその化学反応が進むと扱っており、したがってすき間が小さい場合には、壁面に沿う流速が大きくなり、乱れも強められ、すき間へ噴出した燃料とすき間内の酸素との微視混合が盛んになり、可燃混合気が形成され、これが次々に反応して発熱する。そのため、熱の発生範囲もすき間の奥まで広がったと推察できる。

以上の結果から、凹みに加えすき間での燃焼が重要であり、その度合を表す指標として次のような値を計算し検討した。一つは凹み内およびすき間に流入した全炭化水素の累積質量と全噴射量との比で定義される全燃料分率 F であり、他は未燃燃料の累積値と全噴射量との比で定義される未燃燃料分率 M_{fu} である。これらに添字の b, c をつけて、それぞれ凹みおよびすき間の燃料分率を表す。凹みの F_b が減れば、その分すき間へ流出して F_c が増すため、噴射終了以降における F_b と F_c の和は1になる。本モデルにおいては、乱流微視混合によって形成された可燃混合気は温度が高くないと燃焼せず、また高い温度であっても可燃混合気が生成されていなければ燃料の化学反応は進行しないため、局部的に未燃燃料のままで残る可能性がある。したがって未燃燃料分率 M_{fub} , M_{fuc} は不完全燃焼の程度に関係している。また F と M_{fu} の差は、燃焼した燃料量を表す。

図3-15 (a), (b), (c)はシリンダ圧力 p , 熱発生率 \dot{q} , F および M_{fu} (添字 b : 凹み部, c : すき間部) の計算結果を示す。クランク角の経過とともに F_b が一旦増加した後に減少し、それに連れて F_c が増加し始め、燃焼の後期では F_c が F_b よりも大きくなる。また M_{fub} も F_b と同様に増加するが、 50° ATDC以降には M_{fuc} と同程度まで減少する。このような傾向は火炎写真の結果⁽¹⁾とも合致する。なお燃焼後期における M_{fub} は、すき間への流出によって減少するほか、凹みでの燃焼が活発なほど減少するため、凹み内の完全燃焼の程度を推察できる。

次に、すき間の違いについて比較すると、すき間が大きいと燃焼初期の圧力上昇は低いにも関わらず、 F_c および M_{fuc} は早い時期に高い値を示している。これはすき間が大きいために、燃焼初期の圧力上昇に伴うガス膨張により、すき間への生燃料の流出が多くなったためと考えられる。またすき間が大きいと \dot{q} が低く、燃焼の後半で M_{fub} , M_{fuc} の値が高いのは、

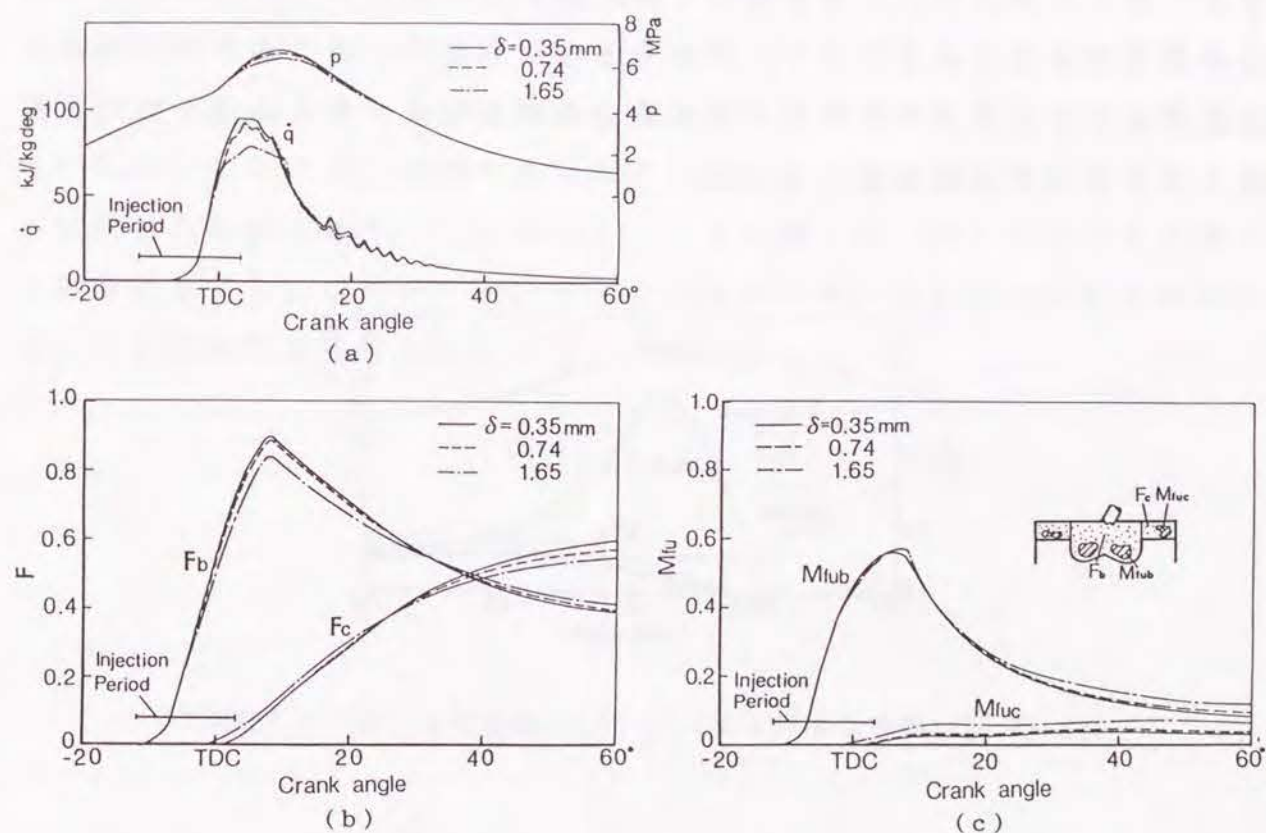


図3-15 F , M_{fu} , p および \dot{q} の計算結果 ($\theta_j = 12^\circ$ BTDC)

図3-14に示すように、凹みおよびすき間内の乱れと凹み内の2次渦が弱い
ため可燃混合気の形成量が少なくなり、燃料が未燃のまま停留したと推察
できる。なお計算によれば、すき間が小さいほどすき間内の壁面からの熱
流束が大きいので、燃料あるいは混合気のクエンチングによって M_{fuc} は
高い値を示すと考えられるが、すき間での発熱の方が強いので図のように
 M_{fuc} は低い値を示す。

図3-16は噴射時期を $\theta_j = 4^\circ$ BTDC まで大幅に遅らせた場合の M_{fub} 、
 M_{fuc} および p の計算結果である。いずれのすき間においても M_{fuc} は図3-
15(c) に比べて高く、噴射が遅いと不完全燃焼の程度が高くなっている。
これは図3-12に示した噴射時期が遅いほどすすの排出が多くなる実験結果
と傾向が一致している。また、すき間が小さい方が M_{fub} および M_{fuc} は低
く、すき間を小さくすれば遅い噴射での不完全燃焼を防止できることが分
かる。

したがって、すき間を小さくすれば、すき間への燃焼初期の流出が抑制
でき、同時に凹みおよびすき間内で燃焼が活発に行われ、燃焼の後期に残
留する未燃燃料を減らせることが明らかとなった。このことより、不完全
燃焼により排出される微粒子や未燃炭化水素を低減させるには、 M_{fu} を少
なくすることが重要と言える。

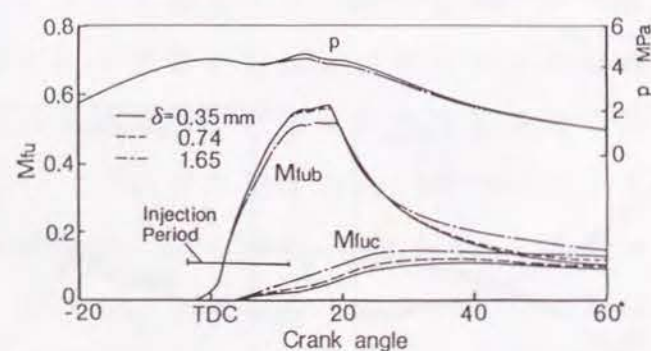


図3-16 遅い噴射における M_{fub} 、 M_{fuc} および p ($\theta_j = 4^\circ$ BTDC)

3.6 結 言

以上、微粒子と窒素酸化物の同時低減の視点から燃焼室のリエントラン
トおよび上死点すき間の効果について検討を行った結果、いずれも低エミ
ッション化の対策に有利なことが確認された。つまり、

(1) リエントラント形燃焼室は微粒子および窒素酸化物の同時低減に
有効な燃焼室である。これは突き出し部を持つため深皿形に比べて不均一
な混合気のすき間への噴き出しが抑制されることと、逆スキッシュ時にす
き間部へ噴き出すガスの混合が促進されるためである。

(2) 上死点すき間の影響について実験的に調べるとともに数値流体力
学的シミュレーションによって検討した結果、燃料消費率には圧縮比一定
の場合、最適なすき間が存在する。また、すす濃度はすき間を小さくする
ほど低濃度であり、特に遅い噴射においては、リエントラント形燃焼室と
同様にすす抑制効果大きい。さらに凹みおよびすき間内においてクラン
ク角の最後まで燃焼せずに残る未燃燃料が少なくなる。これらは、リエ
ントラント形のリップと同様に初期燃焼時における未燃燃料のすき間への流
出が抑制されること、凹み内で2次渦、乱れ、スワールが強いため燃料の
微視混合が促進され、さらに凹みからすき間へ流出する燃料がすき間での
強い乱れによってすき間内の空気とよく混合して燃焼が活発になることが
主な理由と推察できる。したがって、すす低減には、凹みおよびすき間で
未燃燃料を少ない状態とする一方、すき間部で強い乱れを与えて混合を促
進して燃焼を活性化させるのがよいと思われる。

- (1) 長尾, 池上, 清田, 光田, 川延: 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼の研究 (第1報, 浅ざら形燃焼室の場合), 日本機械学会論文集, 38-311 (昭47), 1866.
- (2) 池上ほか: 任意形状を持つエンジン燃焼室内の流動と燃焼のシミュレーション, 自動車技術会論文集, 42(1989), 33.
- (3) R. Bertodo, T. W. E. Downes and I. D. Middlemiss: Evolution of a New Combustion System for Diesel Emission Control, SAE paper No. 741131 (1974).
- (4) 大聖, 齊藤, 池谷: 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼室形状の効果 (リエントラント形とトロイダル形の燃焼室比較), 日本機械学会論文集, 57-479, B (昭61), 2768.
- (5) 池上ほか: ディーゼル燃焼過程の三次元シミュレーション, 日本機械学会論文集, 53-491, B (昭62), 2241.
- (6) 池上, 三輪, 仲山: 希釈トンネル法によるディーゼル微粒子の研究, 日本機械学会論文集, 50-451, B (昭59), 753.
- (7) M. Ikegami, Xin-he Li, Y. Nakayama and K. Miwa: Trend and Origins of Particulate and Hydrocarbon Emission from a Direct-Injection Diesel Engine, SAE Paper No. 831290 (1983).
- (8) P. S. Harvy and A. D. Gosman: An Analysis of the Influence of Swirl on Combustion in DI Diesel Engines by Computer Simulation, I. Mech. E., C130/82 (1982), 247.

第4章 燃料温度および燃料成分と性状の燃焼および排気に及ぼす影響

4.1 緒 言

前章までにおいて, 高速ディーゼル機関における微粒子の生成から排出の過程を高速ガス採取法を用いて調査し, 噴射時期, スワール, 燃焼室形状および上死点すき間の影響について述べた。本章では, 燃料の機関性能ならびに排気特性に及ぼす影響について検討する。

ディーゼル機関の燃焼改善に多くの努力と時間が費やされてきたにも関わらず, 特に大都市地域での二酸化窒素や浮遊粒子状物質の環境基準の達成状況は低く⁽¹⁾, その対策が急がれている。このためには従来の燃焼改善による対策に加えて燃料側での対応も必要となる。

高速ディーゼル機関に用いられる軽油は原油を蒸留した際にガソリン, 灯油に続いて留出される各種の炭化水素の混合物である。日本工業規格では軽油を流動点を基準にして5種類に分類しており, 高速ディーゼル機関には通常 JIS 2 号軽油が用いられる。国内で使用されている軽油の代表的な性状⁽²⁾は比重が 0.81~0.84, 動粘度が 3.0~4.3mm²/s, 90% 留出温度が 302~333℃で, セタン価は 57~60である。燃料中にはパラフィン系炭化水素などとともに芳香族炭化水素が19~33wt%, さらに硫黄がごくわずかに含まれている。これらの性状や組成が機関の着火性, 低温始動性, 燃焼, 排気のみならず耐久性に大きく影響するため, 様々な角度から燃料性状に関する研究が行われている⁽³⁾⁻⁽¹¹⁾。その結果, 燃料中の硫黄割合, 芳香族含有率, 揮発性, 特に90% 留出温度およびセタン価がディーゼル微粒子と相関が強いことが指摘されている。

特に燃料中の硫黄分はサルフェートとその結合水として排出され, 排気対策が進むとともにこれの微粒子中に占める割合が増大する。このため硫黄分は, 従来は燃料中に0.25~0.49wt%程度⁽²⁾含まれていたが, 微粒子の低減のために1992年の終わりには0.2wt%に制限され, さらにその割合を一層減少させる方策が進められている⁽¹²⁾。しかし, その他の性状については燃料性状を単独に変化させることが非常に困難なため, 明確な傾向

が示されているとは言えない。粘度、表面張力などの物理的な性質とも関連させて検討する必要がある。また国内軽油の品質動向をみると粘度や90%留出温度が上昇し、重質化の傾向を示している⁽¹³⁾。さらに直留軽油だけでなく分解軽油が混入されると軽油の重質化が予想され、この視点からの検討も重要と思われる。

そこで本章では、次のような観点から燃料の機関性能と排気特性に及ぼす影響について調査した。アルコール、天然ガスなどのように軽油とは大きく性状の異なる燃料をディーゼル機関に用いる研究も盛んに行われているが、本研究では、通常の軽油を基準にして組成や性状を変化させた燃料を用いた場合の燃焼への影響を対象とし、以下に示す3点に焦点を絞り検討を加えた。つまり、(1)燃料の気化を促進させ燃焼を改善する方法として、燃料の予熱の効果について検討する。このためには実際に機関に噴射される燃料の温度の測定法を確立し、その温度を正確に把握しておく必要がある。(2)燃料中の芳香族炭化水素に着目し、この含有率と構造の排気微粒子への影響を調査する。芳香族のみの影響を評価するためには、燃料と運転条件の選定に工夫を必要とする。さらに、(3)将来的な燃料の重質化に対応するため、軽油と微粉炭の混合燃料であるコールスラリー燃料で機関を運転し、問題点を明らかにしておく。以下では、これらの研究に関する現状について順に整理するとともに研究の目的を述べる。

(1)燃料がノズルから噴射されてから燃焼が終了するまでの時間は10ms以下であり、この間に可燃混合気を形成して自己着火させ、できるだけクリーンな燃焼を達成しなければならない。着火遅れは可燃混合気の形成に要する物理的着火遅れと可燃混合気が準備されてから着火に至るまでに混合気内部で化学反応が行われるための化学的着火遅れに分けることができる。着火遅れは雰囲気温度と圧力に強く依存するが、高温になると着火遅れの温度依存性は低温に比べて小さくなり⁽¹⁴⁾、物理的着火遅れが支配的となる。このことはディーゼル燃焼における混合気形成の果たす役割が大きいことを示唆している。

混合気形成は主にスワールやスキッシュなどのガス流動と噴霧特性に強く依存する。噴霧を微粒化して燃料の表面積を増すと混合気形成が活発と

なり燃焼の改善が期待できる。通常、噴霧には直径2~50 μm の燃料粒子が分布しており、粘度が低下すると微粒化が促進される。逆に粘度が高くなると粒径が増して貫徹力は大きくなるが、分散が悪くなり不完全燃焼とすすの排出増大を招く。

燃料を加熱すると粘度が低下するとともに噴霧の気化が促進されるため燃焼の改善が予想される。鶴賀ら⁽¹⁵⁾は火花点火機関でメタノール燃料の噴射時のフラッシュ蒸発に関連させて、加熱の効果を指摘している。ディーゼル機関での燃料の加熱に関する研究としては予燃焼室式機関を用いてのGerrish⁽¹⁶⁾らの報告があり、加熱により噴射期間が延び、着火遅れが短縮されるとしている。また山崎ら⁽¹⁷⁾は軽油、A重油および軽油・水エマルジョンの3種類の燃料を用いて加熱の効果を調べ、加熱により噴霧が微細化して噴霧角が増大すること、さらに直接噴射式、間接噴射式の両機関とも加熱すると高負荷で排気煙濃度が低減できることを明らかにしている。しかしながら、これらの報告における燃料温度はノズルホルダ入口に熱電対を装着して測定しており、実際にディーゼル機関の燃焼室に噴射される燃料の温度とはやや異なると予想される。燃焼室に噴射される燃料の温度を正確に把握した後、その温度を加熱または冷却して性能や燃焼への効果を明らかにする必要がある。

(2)燃料成分のうち芳香族炭化水素は排出ガスや微粒子に影響を及ぼすことが知られている。しかし、燃料中の芳香族炭化水素の割合が変わるとセタン価が変化し、これに伴って着火遅れが変わるため、その燃焼への影響は十分には確認されていない。Barry⁽⁷⁾らは運転条件によりその影響に差が現れることを指摘している。つまり定常運転では芳香族の影響は少ないが、過渡運転では混合気形成が不十分となり、燃料が過剰に噴射されるため芳香族含有率の増大により未燃炭化水素や微粒子、排気煙濃度がともに増大するとしている。しかしながら、微粒子は燃料中の芳香族のみならず密度とも相関を示し、明確な傾向を得るには、まだ検討の余地がある。また窒素酸化物は運転条件によらず芳香族が増えると増大するとしている。このことより実験条件や比較の対象となる基準燃料およびこれに添加する燃料の選択に十分な配慮をして、燃料中の芳香族炭化水素の割合と構造の

みの燃焼や排気に及ぼす影響を明確にする必要がある。

(3) 石油資源が有限であることは広く認識されており、これに替わる燃料の研究も継続的に行われている。石炭は石油に比べておよそ5倍の6,600億トンの可採埋蔵量を有し、発電所のボイラなどにはC重油と微粉炭を混合した燃料 (Coal Oil Mixture, COM) が使われ始めている⁽¹⁸⁾。石炭を内燃機関の燃料として用いる研究としては、三雲らの報告⁽¹⁹⁾があり、微粉炭を直接にディーゼル機関のシリンダ内に吸い込み、運転に成功している。その後Marshallら⁽²⁰⁾は、微粉炭を軽油に15%混合したコールスラリー燃料でディーゼル機関を運転し、出力、燃料消費率は軽油の場合とほとんど差がないことを示している。しかし長時間の連続運転を行うには、噴射系の改良が必要であるとしている。またTataiah⁽²¹⁾らは、摺動部の間隙を大きくしたノズルを用いてディーゼル機関を運転し、軽油に微粉炭を混入すると、排気温度、排気煙濃度、ブローバイガス量が増大することを報告している。しかし、噴射系以外の摩耗については調査されておらず、また燃焼面からもコールスラリー燃料でディーゼル機関を運転する際の問題点が十分に検討されているとは言えない。

4.2 実験機関

実験には、大きさの異なる3種類の水冷単シリンダ四サイクルディーゼル機関を用いた。機関の主要諸元を表4-1に、それぞれの機関の燃焼室形状を

表4-1 供試機関の主要諸元

エンジン	1	2	3
機関型式	三菱 M18	クボタ E-1250NB	Cummins NH
燃焼室形状	間接噴射式 (予燃焼室式)	直接噴射式 (深皿形)	直接噴射式 (浅皿形)
シリンダ数	1	1	1
スワール	—	強スワール	なし
シリンダ径 ×行程	φ100×110	φ92×90	φ139.7×152.4
排気量	0.863 L	0.589 L	2.34 L
圧縮比	18.5	18.0	15.5
噴射ノズル	ピントル弁 (DNOS34)	ホール弁 (DLA145SN523)	ユニットインジェクタ (φ0.2×8)

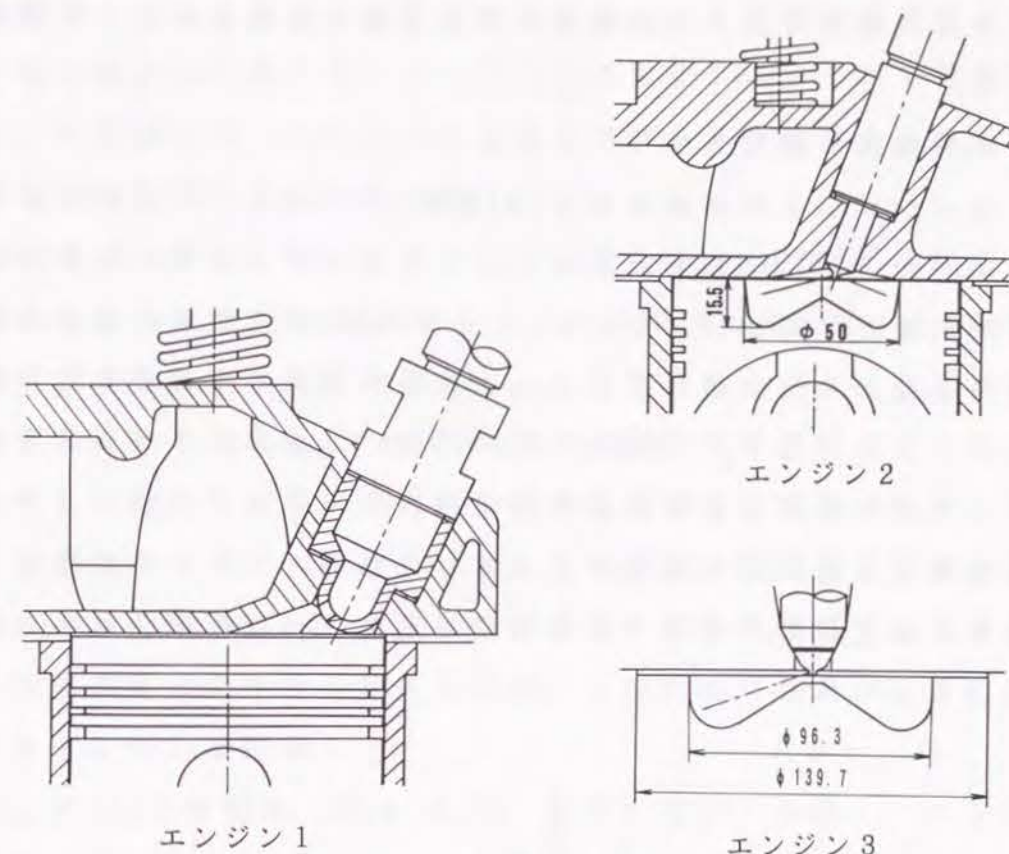


図4-1 実験機関の燃焼室形状

状を図4-1に示す。エンジン1は排気量0.863Lの予燃焼室式の間接噴射式機関で燃料温度の影響の調査とコールスラリー燃料での運転に使用した。エンジン2は排気量0.598Lの深皿形燃焼室を持つ直接噴射式機関で、燃料温度の影響の試験に用いた。エンジン3は無渦流の排気量2.34Lの浅皿形の直接噴射式機関で燃料中の芳香族炭化水素の影響を調べるのに用いた。エンジン1, 2はボッシュ式の燃料噴射系を用いているが、エンジン3はユニットインジェクタ (Cummins PT噴射) を用いた高圧燃料噴射システムとなっている。

4.3 噴射弁内の燃料温度

本節では、実際の機関の燃焼室に噴射される直前の燃料温度の測定方法を述べた後、この温度を間接噴射式機関と直接噴射式機関と比較するとと

もに間接噴射式機関を用いて圧縮比と噴射時期の影響を調査した結果について述べる。

4.3.1 燃料温度の測定方法

実験にはエンジン1の間接噴射式IDI機関と、エンジン2の直接噴射式DI機関を用いた。図4-2に実験に用いた2種類のディーゼル機関用の噴射ノズルと燃料温度の測定位置を示す。なお(a)の間接噴射式機関用は後に述べる燃料を冷却した実験に使用したノズルホルダを示してある。燃料温度は噴射ポンプの出口 T_p 、噴射ノズルの入口 T_n およびノズル内で測定した。ノズル内での燃料温度は間接噴射式機関ではノズルの油だまり部、直接噴射式機関では針弁の先端部で測定し、これをノズルから燃焼室に噴射される燃料の温度とし、以下では燃料噴射温度 T_f と呼ぶ。さらに直接噴

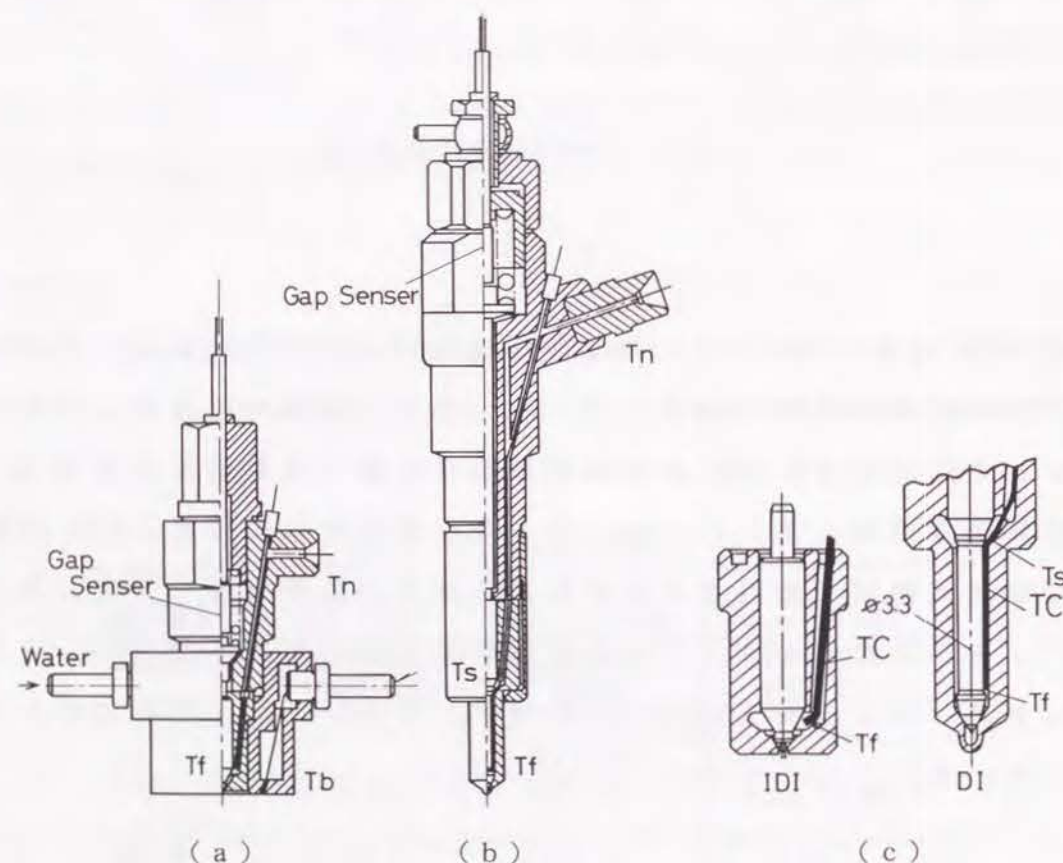


図4-2 燃料噴射ノズル
(a) IDI機関用 (b) DI機関用 (c) 熱電対取付け部詳細

射式機関のノズル油だまり部の燃料温度 T_s 、間接噴射式機関では燃焼室からの熱を調べるためノズルホルダの壁面温度 T_b 、そして両機関の排気温度 T_e を測定した。これらの温度は切り換えスイッチを介してデジタル温度計(YEW 2575)で読み取った。

測定はシース外径1.0mmのクロメル・アルメル熱電対TCを用いて行った。直接噴射式機関の T_f は針弁のステム径を4mmから3.3mmに細くして熱電対を挿入するための空間を確保し、この温度のみはシース外径が0.5mmの熱電対を用いて測定した。燃料噴射温度測定用の熱電対はビス(M4)にろう付けした後、ねじ部にエポキシ系の硬化性シール剤(スリーボンド2082)を塗布してノズルへ取り付けた。この時のノズル内の熱電対の取り付け状態の詳細を図4-2(c)に示す。このように燃料噴射温度の測定のために針弁の先端部まで熱電対を挿入したが、このために性能や噴霧に影響がないことをあらかじめ確認した。

燃料にはJIS2号軽油(比重0.83, セタン価57)を用い、エンジン1ではピントル弁(DN0S34)、エンジン2ではホール弁(DLLA145SN523)から、それぞれ開弁圧11.8 MPa, 19.6 MPaで噴射した。燃焼室圧力は両機関とも主室に取り付けたピエゾ形圧力変換器(キスラー 601A)で測定した。針弁揚程は図4-2に示すようにノズルホルダ内にギャップセンサ(電子応用 pu-03)を取り付けて検出した。これらの波形はデータレコーダ(TEAC R-210A)に記録した後、統計解析装置(hp 5423A)を用いて平均化処理を行い解析した。排気煙濃度はボッシュ式排気煙濃度計(ディーゼル機器 DSM-10B)で測定した。なお実験機関の基準の動的噴射時期はエンジン1、エンジン2でそれぞれ $\theta_i = 6^\circ$ および 8° BTDCである。

4.3.2 燃料噴射温度

図4-3にエンジン1の間接噴射式機関を機関回転速度 $n = 2,000$ および1,600rpm一定で運転した時の正味燃料消費率 b_e 、排気煙濃度 S 、ポンプ出口の燃料温度 T_p 、ノズル入口の燃料温度 T_n 、燃料噴射温度 T_f 、ノズルホルダ壁面温度 T_b および排気温度 T_e を正味平均有効圧力 P_e に対して整理した結果を示す。この時の P_e と毎行程当たりの噴射量 Q の関係を図4-4に示す。エンジン2の直接噴射式機関の場合の値も同時に示してある。

T_p , T_n は共に回転数や負荷によらず 60°C 前後で一定となっている。ノズル先端は燃焼室から T_b で示される熱を受けて高温になっているから、噴射ポンプのプランジャによる圧縮熱と摩擦熱を受けて約 60°C になってノズルに達した燃料は、低負荷では 200°C 以上に加熱されて噴射される。そして負荷が増大すると燃焼室から受ける熱が増加するにも関わらず燃料温度は低下している。これは負荷が増加すると燃料流量が増大し、これにより冷却される割合が燃焼室からの熱が増加する割合よりも多いためと考えられる。

このことは噴射量を示した図4-4からも考察できる。使用したノズル弁内の燃料流路や油だまり部などに停留できる燃料の体積は間接噴射式機関

用のDN-S型で 425mm^3 、直接噴射式機関用のDLLA-S型で 235mm^3 であり、前者の場合には低負荷では噴射量の20数回分、高負荷では数回分の燃料がノズル内に蓄積されている。つまり低負荷の方がノズル内に燃料が滞留する時間が長く、周囲からの熱を受け易い。このため低負荷ほど燃料とノズル壁面との温度差は小さい。次に図4-3で回転数の影響を比較すると、回転数が上昇すると燃料流量が増加するため T_f は減少している。また燃料消費率 be と排気煙濃度 S は低回転数の場合が低い。

以上のことから間接噴射式機関の燃料噴射温度は燃焼室からの熱で加熱される効果と燃料によって冷却される効果のバランスで決まり、高負荷になると燃料流量の増加によって冷却される影響の方が強くなるため、低負荷の方が燃料温度は高くなることが明らかとなった。今回の結果を用いると予燃焼室式機関の低負荷で未燃炭化水素の排出の多い理由に燃料温度の観点からの解釈を追加することができる。一般に低負荷ではガス温度や燃焼室壁の温度が低いため着火遅れは長く、未燃炭化水素の排出が多い。これは低負荷では燃料温度は高いが燃焼室壁温度との差は少なく、一旦壁に燃料粒子が付着すると気化しにくいことも未燃炭化水素の排出が多い原因の一つと推察される。

エンジン2の直接噴射式機関でも同様に燃料温度の測定を行い、間接噴射式機関の結果と比較した。図4-5は $n = 2,000\text{rpm}$ の時の間接噴射式機関と直接噴射式機関の温度と機関性能を比較した結果である。 T_p には両機関の間にほとんど差は認められないが、 T_f は直接噴射式機関の方が大幅に低く、しかも負荷によらずほぼ 100°C で一定となっている。これは間接噴射式機関では予燃焼室に高温の残留ガスが長い時間、閉じこめられているためノズルが高温になることによると考えられる。また直接噴射式機関の T_f とノズル油だまり部の燃料温度 T_s を比較すると、 T_s は 60°C で T_f との温度差は約 40°C である。これは放熱面積の多いロングステムノズルのため、 T_f の温度上昇が少ないことを示している。なお直接噴射式機関で燃焼改善のために高圧燃料噴射を用いると、ポンプやノズル内で燃料を高圧まで加圧するための圧縮仕事が増し、この熱を受けて燃料温度は今回の結果よりもやや上昇すると推察される。また直接噴射式機関の方が排気煙

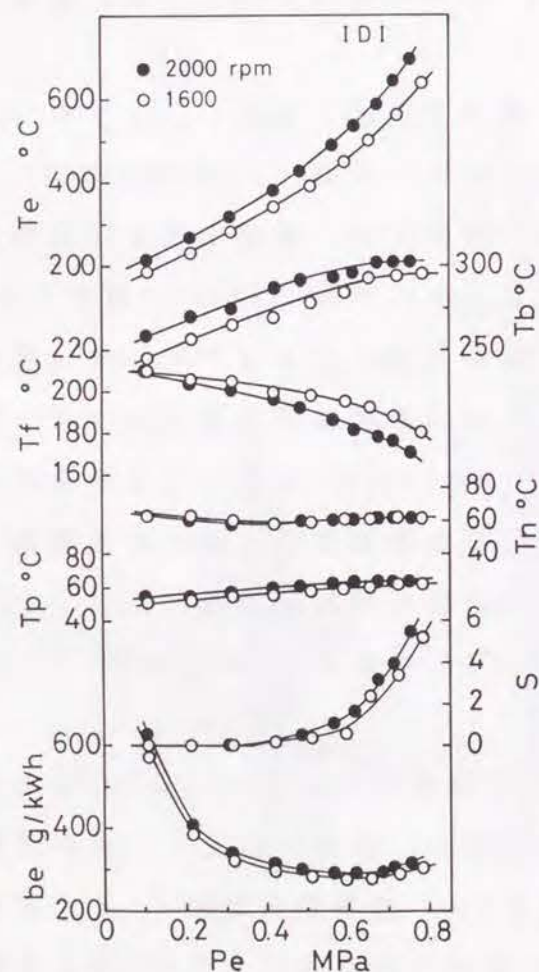


図4-3 間接噴射式機関の燃料温度と性能
($\theta_i = 6^\circ$ BTDC, $\varepsilon = 18.5$)

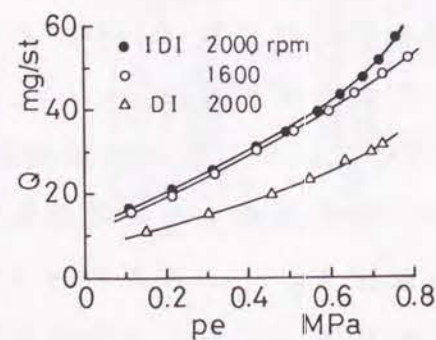


図4-4 正味平均有効圧力と噴射量の関係

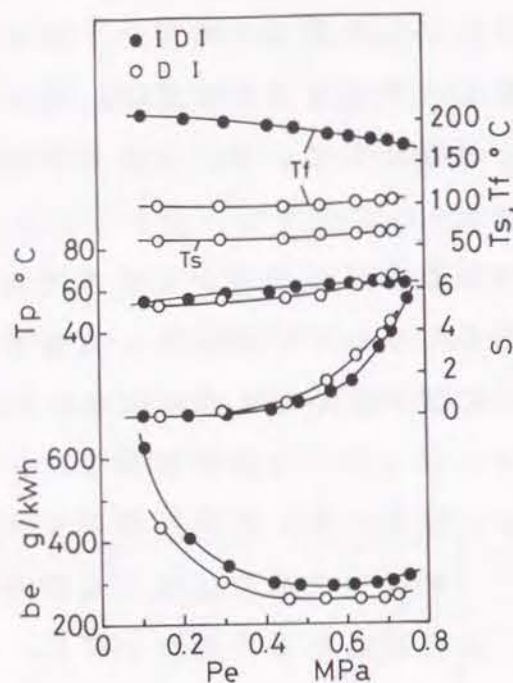


図4-5 間接噴射式機関と直接噴射式機関の燃料温度と性能の比較

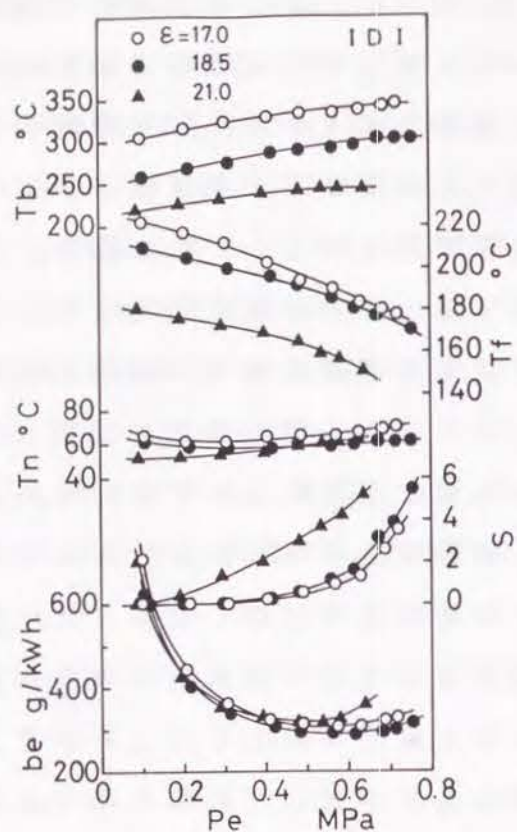


図4-6 圧縮比の違いによる間接噴射式機関の温度と性能の比較

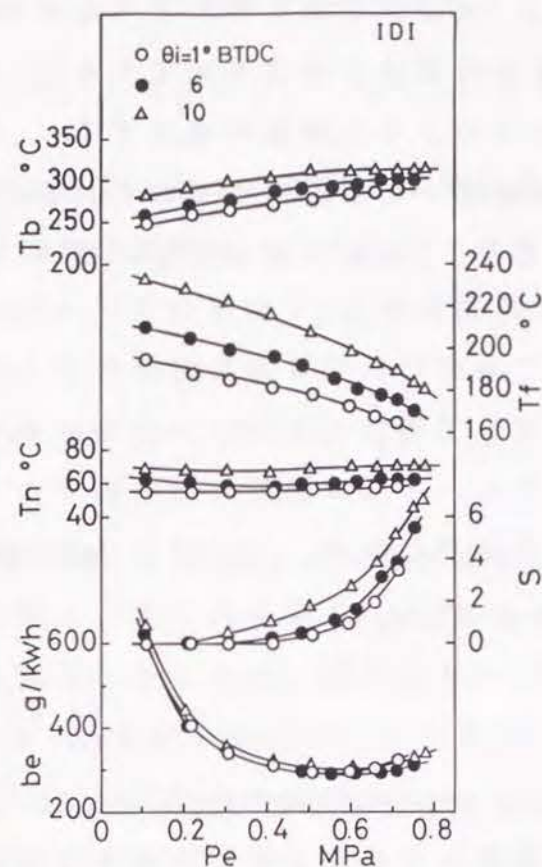


図4-7 噴射時期の違いによる間接噴射式機関の温度と性能の比較

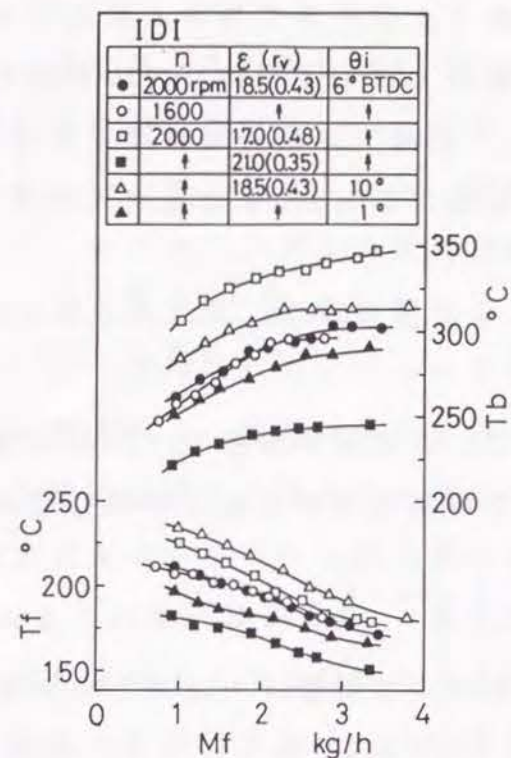


図4-8 燃料流量と燃料噴射温度、ノズル壁面温度の関係

濃度 S は高く、燃料消費率 be は低い。

4.3.3 間接噴射式機関における圧縮比と噴射時期の燃料温度への影響

次に間接噴射式機関を用いて $n = 2,000\text{rpm}$ で圧縮比 ϵ を変えて同様に温度と機関性能を比較した結果を図4-6に示す。圧縮比は予燃焼室の体積を変えて変化させたため同時に副室体積比 r_v も変化しており、 $\epsilon = 17.0, 18.5, 21.0$ の場合の r_v は、それぞれ $0.48, 0.43, 0.35$ に相当する。 T_n には ϵ の変化による差はほとんどないが、 T_f は ϵ が上昇するにつれて低下している。これは圧縮比の増加による T_b の低下、つまり平均ガス温度の低下と予燃焼室の体積が減少して副室内の空燃比が下がり、燃焼温度が低下したことによると考えられる。

図4-7は動的噴射時期 θ_i を変えて同様に比較した結果である。噴射が進むにつれて高温の保持時間が長くなることおよび予燃焼室内での燃焼割合

が増加するため T_b が上昇している。このため T_f も上昇し、実験の範囲で噴射時期の最も早い $\theta_i = 10^\circ\text{BTDC}$ の場合には、燃料噴射温度は低負荷では最高 240°C に達している。 T_n には大きな変化はみられず、排気煙濃度 S は噴射時期が遅いほど低い。

4.3.4 間接噴射式機関の噴射ノズルの熱流れの解析

間接噴射式機関で、機関回転速度 n 、圧縮比 ϵ (副室体積比 r_v) および噴射時期 θ_i を変化させた時の T_f 、 T_b の測定値を燃料の質量流量 M_f に対して整理した結果を図4-8に示す。負荷が増大つまり M_f が増加すると、 T_b で示される燃焼室からの熱が増大するにも関わらず、燃料による冷却効果が大きいため燃料噴射温度 T_f は低下している。

T_f 、 T_b および M_f の関係を検討するため、次のような簡単なノズルのモデルを考えて解析を試みた。図4-9に示すように、直径 D 、長さ L の

流路へ比熱 C の燃料が温度 T_n で流入し、壁面からの加熱により温度が上昇して温度 T_f で噴射されるとする。壁面の温度分布は未知であるが、壁面温度 T_w が一定であると仮定すると以下のような関係が成立する。

管路の入口および出口での壁温と燃料温度との温度差をそれぞれ ΔT_1 , ΔT_2 , 流路での燃料温度の上昇を ΔT とし、対数平均温度差に基づく平均熱伝達率を h_m とすると次式が成り立つ。

$$h_m A \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = M_f C \Delta T \quad (4-1)$$

ここで、 A は伝熱面積で $\pi D L$ に等しい。またヌセルト数 Nu , 熱伝導率 λ と平均熱伝達率 h_m との間には次の関係がある。

$$h_m = Nu \lambda / D \quad (4-2)$$

実験機関の噴射量より求めた平均燃料流量をもとに算出したレイノルズ数 Re は 150~810 であったので、発達した層流を仮定すると、ヌセルト数 Nu はプラントル数 Pr , Re を用いて、次式で近似できる⁽²²⁾。

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 (Re Pr D / L)}{1 + 0.04 (Re Pr D / L)^{2/3}} \quad (4-3)$$

ここで、 $\Delta T = \Delta T_1 - \Delta T_2$ であることを考慮すると、式(4-1)より入口と出口の温度差の比 $\Delta T_1 / \Delta T_2$ と h_m の関係が導ける。これに式(4-3)

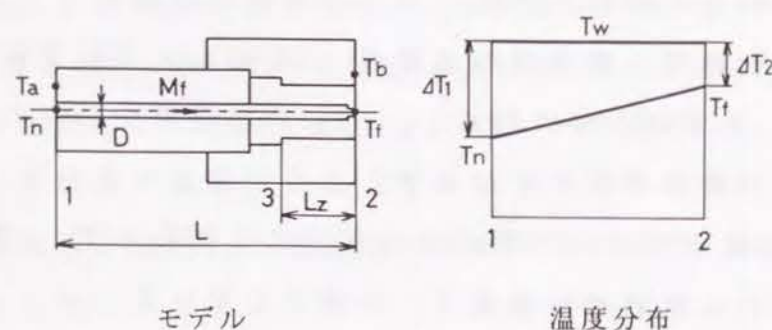


図4-9 噴射ノズルのモデルとその温度分布

と(4-2)から求めた h_m を代入すると T_f が以下のように決定できる。

$$T_f = T_n + (1 - \Delta T_2 / \Delta T_1) (T_w - T_n) \quad (4-4)$$

ところで、以上の検討では壁面温度が一定であることを仮定している。壁温の測定箇所はノズルホルダの燃焼室側の壁面の温度 T_b のみであり、ホルダ入口での壁温 T_a は燃料温度 T_n に等しいと考えればよいが、実際のノズルでの壁面温度の変化は明確ではない。そこで、ノズルの取付状況の詳細を示す図4-10をもとに温度分布について考察する。実験機関はエンジン1の予燃焼室式機関だから、ノズルホルダに納められたノズルは予燃焼室端に取り付けられ、先端は高温の火炎に曝される。燃料はホルダ内の流路を経てノズル内を通り、周囲から熱を受けて温度を上昇させ先端から噴射される。ところで、図4-10に示すノズルのホルダへの挿入部には直径で0.6mm程度の間隙があって燃焼ガスの進入が許されるため、壁面温度は高くなっていると推察される。実際に運転後のノズルを観察するとこの部分にはすすが付着しており、燃焼ガスの進入が認められる。またホルダもこの当たりから燃料入口側に向けては、シリンダヘッドから外に突き出て空気と接している。以上の事を考慮すると、この間の温度分布を他の部

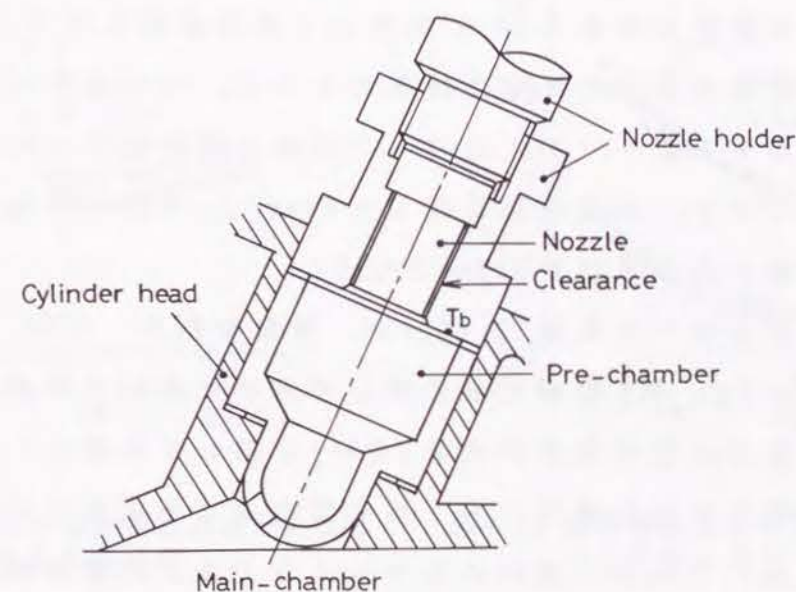


図4-10 ノズル取付状況の詳細

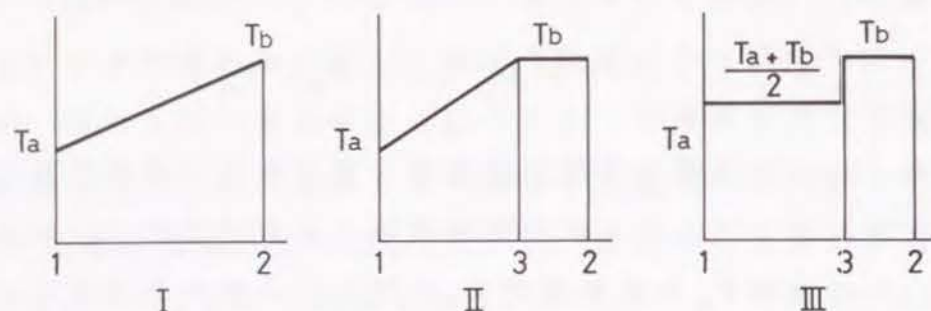


図4-11 ノズル内の燃料流路壁面の温度分布

分と分けて考える必要があると言える。そこで、図4-11に示す3種類の温度分布を仮定して検討を行った。図中の1がノズル入口、2が出口、さらに3-2間が燃焼ガスに曝される場所に相当し、図4-9のモデルではこの部分を L_z で示す。温度分布Iではノズルホルダの入口からノズル出口まで直線的に変化すると仮定し、温度分布IIおよびIIIでは上述の燃焼ガスに触れる部分が高温になると仮定した分布とした。

温度分布IおよびIIでは T_w 一定の仮定が成立しない箇所がある。しかし、温度が変化する区間をN個に分割して階段状の温度変化で近似すると各要素内では壁温一定と扱っても差し支えないと考えられる。そして各要素内の出口での燃料温度を式(4-4)を用いて逐次近似を行うと T_f が決定できる。分割数Nを変えて計算した結果をもとに、Nの違いによる温度の変化が少なくなる分割数 $N=32$ に固定して以後の計算は行った。なお燃料流路径 $D=2\text{ mm}$ であり、流路の長さは $L=88\text{ mm}$ 、 $L_z=20\text{ mm}$ であるので、この時の一つの要素の大きさは約 2.8 mm となる。

3種類の温度分布で回転数 $2,000\text{ rpm}$ 、噴射時期 6° BTDC 、圧縮比 18.5 の基準条件での T_b 、 M_f の測定値を用いて求めた出口での燃料温度と実測の燃料噴射温度との絶対温度の比 R_T を M_f に対して比較した結果を図4-12に示す。なお燃料の物性値のうち、軽油での値が不明確な比熱 C や熱伝導率 λ などは軽油の主成分に近いノルマルトリデカンに置き換えて推定した⁽²³⁾。どの温度分布を用いても燃料温度は実測値に比べて低く、分布の違いによる差は少ないが、平均温度の一番高い温度分布IIIを用いて計算した

T_f が実測値に最も近い。このことからノズルやノズルホルダは熱容量が大きいので、一旦温度が上昇するとさめにくく、運転中は高い温度に保持されていると推察される。

温度分布IIIが仮定した温度分布の中では最も実際の温度分布に近いと考えられるので、この温度分布を用いて回転数や噴射時期を変えた時の T_b 、 M_f の測定値を用いて T_f を近似した。この結果を温度比 T_f/T_b の形で M_f に対して図4-13に示す。計算によって求めた燃料噴射温度のノズル壁面温度に対する温度比 T_f/T_b は、燃料流量の増大とともに低下し実験結果と定性的にはよく一致している。さらに温度比は回転数や噴射時期によらず燃料流量によって決定されることが分かる。しかし温度比は燃料流量によらず定量的には、計算値の方が実験値に比べてやや小さい。これは壁面の温度分布や燃料の物性値が正確に求まらないこと、およびノズル先端における燃焼室からの熱が十分に考慮されていないためと考えられる。しかし、 T_f 、 T_b および M_f の関係が図のように表示でき、低負荷ほど壁温と燃料温度の差が少なく、高負荷ほどその差が大きくなることに理論的な裏付けを示すことができた。

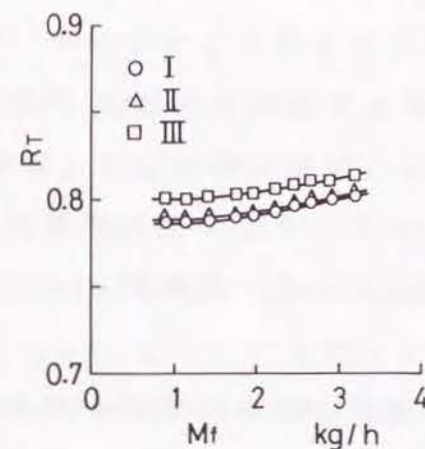


図4-12 壁面の温度分布の違いによる燃料温度の比較

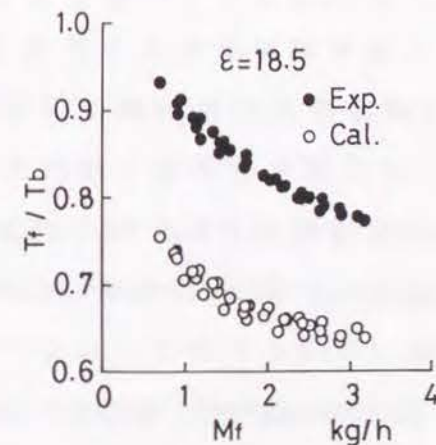


図4-13 燃料噴射温度の燃料流量とノズル壁面温度への依存性

4.4 燃料噴射温度の機関性能への影響

前節において、ディーゼル機関の燃焼室に噴射される直前の燃料の温度を測定した。そして間接噴射式機関では、燃料噴射温度は燃焼室から受ける熱の影響よりも燃料によって冷却される効果の方が大きいため、低負荷の方が高温となることを明らかにした。本節では、燃料を強制的に加熱または冷却した時の機関性能および排気に及ぼす影響について述べる。

4.4.1 燃料の加熱および冷却方法

燃料の加熱は高圧噴射管に巻き付けたシースヒータ（外径1.0 mm）への印加電圧を電圧調整器とトランスにより調節して行った。また冷却は間接噴射式機関では図4-2(a)に示すようにノズルホルダを改良してノズル周囲に冷却水を流して行い、直接噴射式機関の場合にはノズルホルダの周囲に取り付けたアダプタ内にエタノールと氷を混合した冷媒を外部ポンプで循環させて行った。なおギャップセンサは加熱時の溶損を防ぐため先端に圧縮空気を送り冷却した。

4.4.2 間接噴射式機関の場合

間接噴射式機関を用いて機関回転速度 $n = 2,000 \text{ rpm}$ 、噴射時期 $\theta_i = 6^\circ$ BTDCの時、燃料を加熱または冷却して強制的に燃料温度を変化させた時の機関性能と着火遅れなどの燃焼特性値の比較を行った結果を図4-14に示す。着火遅れは燃料噴射始めより圧力上昇の起こるまでとして求めた。燃料噴射温度 T_f は冷却または加熱により図に示すように約 $50 \sim 250^\circ\text{C}$ の間で変化した。 T_f が上昇すると着火遅れ τ がやや短くなり、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ と最高圧力 P_{\max} はともに小さくなる。そして排気煙濃度 S は加熱により減少し、燃料消費率 be はやや増加している。冷却時にはこの逆の傾向を示している。

一般に着火遅れが長くなると、この間に燃料と空気の混合が促進されるため排気煙濃度は低下する。しかし今回の結果はこの傾向とは異なり、加熱により着火遅れが短くなるとともに排気煙濃度も改善されている。軽油やA重油を用いて加熱の効果を調べた山崎らも同様の結果⁽⁷⁾を示しており、燃料の加熱により噴霧や混合気形成が改善されたためと推察される。この理由について、以下のような検討を行った。

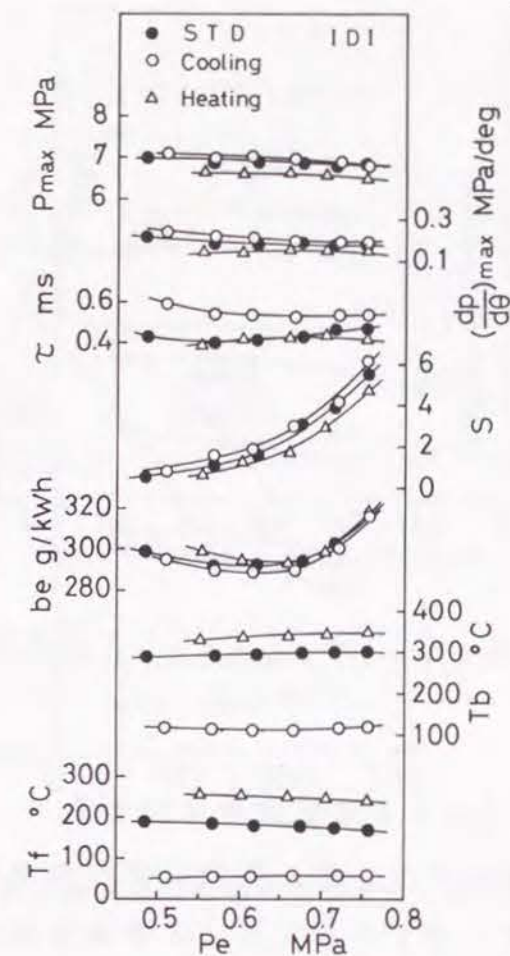


図4-14 間接噴射式機関の燃焼に及ぼす燃料噴射温度の影響

ノズルから噴射された燃料は等エンタルピー変化を行うとみなすことができる。つまり燃料の加熱時には温度 525 K でノズル開弁圧の 11.8 MPa から、エンタルピーが一定で圧力 4 MPa に至ると考えることができる。この変化を李が対応状態法で求めた図4-15に示すノルマルトリデカン ($\text{C}_{13}\text{H}_{28}$) の圧力 p - 比エンタルピー h 線図⁽²⁴⁾を用いて考察を行う。ノルマルトリデカンは軽油の主成分に近い炭化水素であり、その臨界温度、圧力はそれぞれ 675.8 K 、 1.72 MPa (17.0 atm)⁽²³⁾である。図に示すように噴射時の燃焼室の圧力は燃料の臨界圧力より高いため噴射された燃料は液滴の状態が存在すると考えられる。噴射の途中では、すでに噴射された燃料液滴による空気の分圧の低下を考慮する必要がある。しかし空燃比を20として、燃料が全て噴射されたとしても燃料の分圧は空気の約 $1/130$ にすぎ

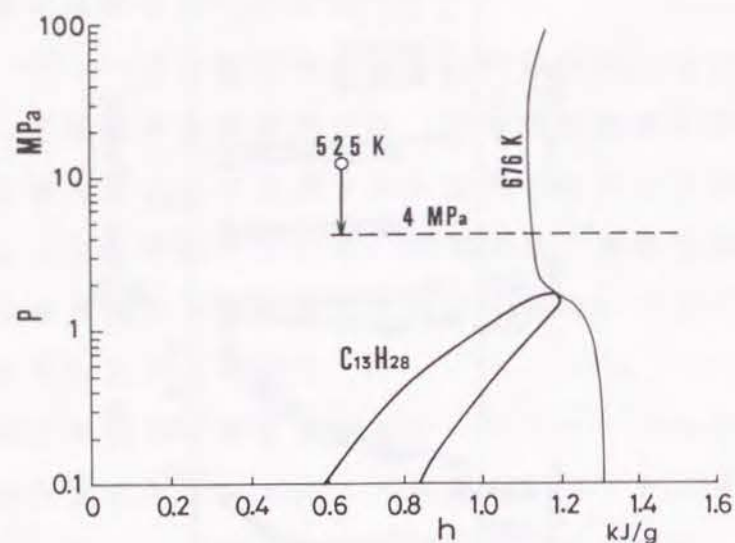


図4-15 ノルマルトリデカンの圧力 p - 比エンタルピー h 線図

ず、空気の分圧の低下による影響は無視できる。

つまり噴射時に燃料のフラッシュ蒸発に伴う急激な気化や膨張は起こり得ない。また臨界温度に達するには多くの熱量を必要とするが、加熱するこの熱量は減少し、気化が速やかに行われると予想される。これらのことより、上述の燃料を加熱すると着火遅れが短くなるとともに排気煙濃度が改善されたのは、燃料温度の上昇により燃料の粘度や表面張力が低下し、噴霧が微細化するとともに蒸発が促進され、空気との混合が活発となったためと推察される。なおアルコールなどのように臨界温度が低く、臨界圧力の高い燃料の場合には、加熱しなくても噴射時にフラッシュ蒸発が起こる可能性はある。

次に図4-16は同じく間接噴射式機関で、負荷一定のもとに燃焼特性と機関性能を T_f に対して比較した結果である。噴射時期を $\theta_i = 10^\circ$ BTDC に進めた場合の結果も同時に示してある。噴射時期が変化しても T_f が上昇すると着火遅れが短くなり、燃料消費率がやや増加して、排気煙濃度が減少する同様の傾向が認められる。

この時の燃焼室の圧力波形を図4-17に示す。燃料を加熱すると体積弾性係数の低下により噴射がやや遅くなり、さらに着火遅れが短くなるため圧

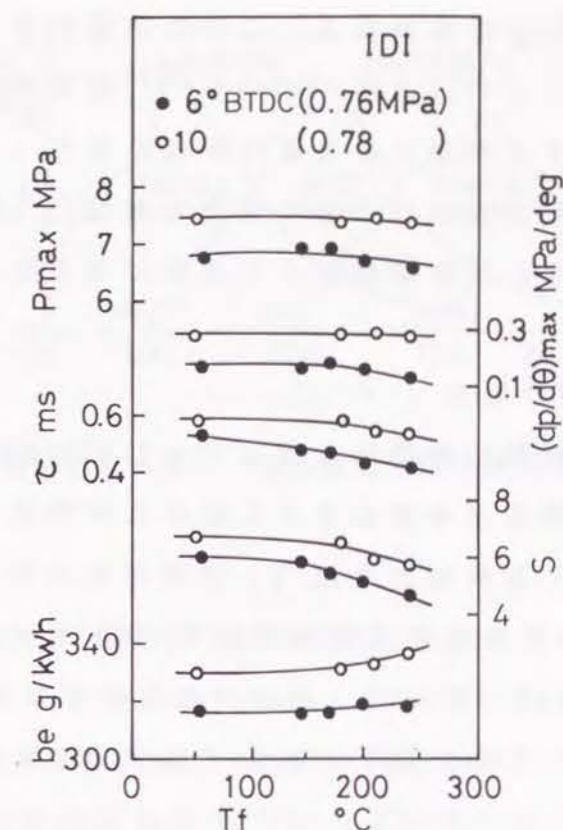


図4-16 間接噴射式機関の燃料噴射温度と燃焼の関係

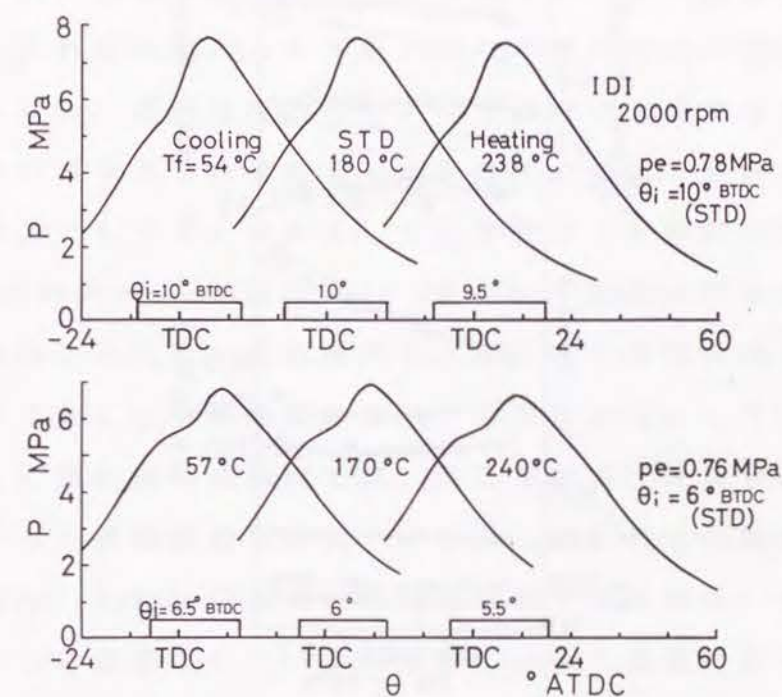


図4-17 燃料噴射温度の違いによる間接噴射式機関の圧力波形の比較

力上昇率が小さくなったと推察される。このため燃料を加熱すると燃焼騒音の低下が予測される。このことは Walshら⁽²⁵⁾が急速圧縮装置を用いて、燃料の加熱の程度を増すと次第に着火遅れが短くなり、ついには着火遅れが非常に短くなって燃料と空気が十分に混合できないうちに着火が生じ、予混合燃焼のピークのない拡散燃焼のみの燃焼になると報告している結果からも説明できる。

4.4.3 直接噴射式機関の場合

図4-18に直接噴射式機関で機関回転速度 $n = 2,000\text{rpm}$ のもとで、燃料を加熱または冷却して燃料温度を変化させた時の機関性能と燃焼特性値の比較を行った結果を示す。燃料噴射温度 T_f は冷却または加熱により約 $80 \sim 150^\circ\text{C}$ の間で変化した。直接噴射式機関では T_f が上昇すると着火遅れが長くなるにも関わらず、 $(dp/d\theta)_{\max}$ 、 P_{\max} とともに小さくなり、低負荷ではその差が顕著である。これは図4-19に示す低負荷での燃焼圧力の比較か

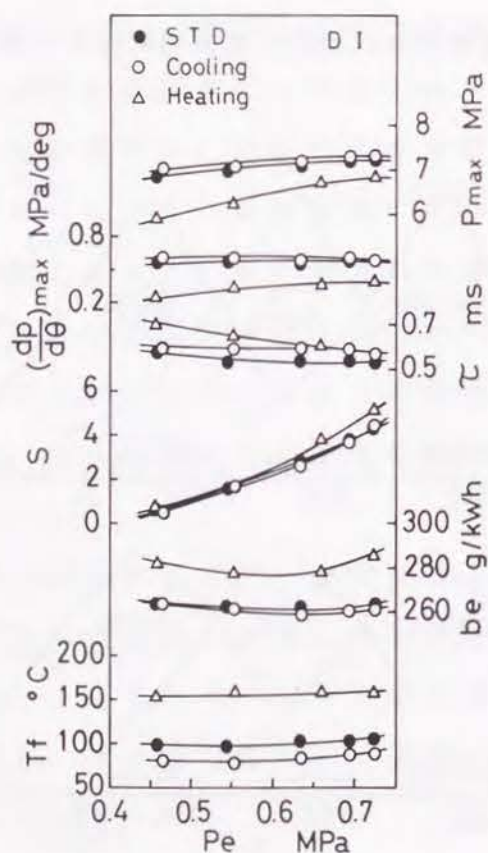


図4-18 直接噴射式機関の燃焼に及ぼす燃料噴射温度の影響

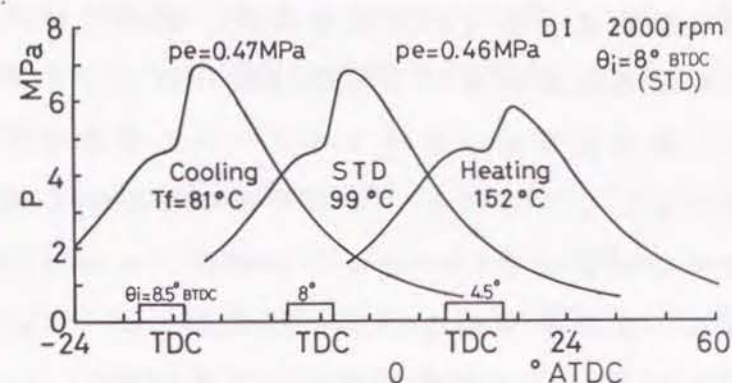


図4-19 燃料噴射温度の違いによる直接噴射式機関の圧力波形の比較

ら、 T_f が上昇すると体積弾性係数の低下によって噴射が遅れ、さらにこの噴射時期の遅れにより着火遅れが長くなって、ついには着火が上死点を過ぎて起こるためと推察される。逆に燃料を冷却した場合には、間接噴射式機関と同じように着火遅れは長くなっている。また図4-18で高負荷において排気煙濃度 S がやや増加しているのは、 T_f の上昇とともに噴射が遅れることも原因の一つと考えられる。

さらに図4-18の性能を比較すると、加熱により燃料消費率 be が大幅に増加している。これは加熱による噴射の遅れや着火遅れが長くなることのみでは考えられない。燃料温度の増加に伴う燃料の密度や音速の低下および体積弾性係数の減少さらに噴射率や噴射残圧の変化、燃料中へのボイドの発生などが理由として考えられる。また加熱すると噴射期間が長くなっているが、Scharnweber らが燃料に JP-7 を用いて加熱の効果を調査した結果にも同様の傾向がみられ、燃料温度の上昇に伴う密度の低下により、同量の燃料を噴射するには噴射期間の増大が必要なためとしている⁽²⁶⁾。

以上のように直接噴射式機関では、間接噴射式、直接噴射式に関わらず燃料を加熱すると排気煙濃度が低下するとした山崎らの結果⁽¹⁷⁾とは違う傾向が得られた。これは両機関の燃焼室形状や空気流動、噴射ノズルの形状の違いによると推察される。また燃料によって最適な加熱の程度が存在し、この温度までは加熱により排気煙濃度の低減が期待できるが、この温度を越えて加熱すると逆に排気煙濃度が増大するとした報告もある。この

最適温度は燃料の重質化とともに上昇するが、軽油では低いことが示されている⁽²⁷⁾。この最適温度における粘度は燃料によらずほぼ等しいことが指摘されており、混合気形成におけるスワールと噴霧の貫徹力のバランスが強く関わっていると考えられる。なお今回の結果から判断すると、直接噴射式機関で燃料に軽油を用いる場合には噴射ノズルの先端温度は極力低く保つ必要がある。またやや傾向がみられるように、 T_f を下げると排気煙濃度、燃料消費率がともに低減できる可能性がある。

以上、間接噴射式および直接噴射式機関の燃料噴射温度が燃焼に及ぼす影響について述べたが、燃料を加熱する場合には両機関とも噴射ノズルの劣化が早くその対策が必要である。エンジン部品の冷却について検討したFrenchは燃料の熱分解やノズル先端部へのカーボンの付着を防ぐには、ホールノズルではノズル先端は280℃、ノズルシートは250℃以下に保つことを推奨している⁽²⁸⁾。今回の実験でもノズルの形式は違うが、間接噴射式機関では加熱の際には燃料の温度がこの推奨温度に達しており、これがノズルの機能を短時間で低下させた原因と推察される。

4.5 燃料中の芳香族含有率の排気性状に及ぼす影響

本節では、燃料中の芳香族炭化水素の含有率とその構造の排気微粒子に及ぼす影響について述べる。

4.5.1 供試燃料

燃料中の芳香族炭化水素の割合と構造の排気微粒子に及ぼす影響を調査するため、芳香族炭化水素を混合しても沸点やセタン価などの他の燃料性状への影響が極力少なくなるように基準となる軽油とそれに添加する芳香族を選定した。燃料中の硫黄分の排気微粒子への影響は大きいことが指摘されているため⁽⁶⁾、比較の対象とする基準燃料には芳香族を体積で21.0%含む低硫黄（硫黄割合：364.0ppm）の軽油を用いた。これに分子量や沸点のほぼ等しい1環のテトラリンや2環のナフタリンを体積割合で10%混合して試験燃料を作成した。添加燃料の特性を表4-2に、基準の軽油を含む3種類の供試燃料の特性を表4-3に示す。混合燃料SAT、DANとも添加したテトラリンとナフタリンの沸点が基準燃料STDの沸点範囲（初留点：45

7K、50%点：537K、終点：603K）に比べて低いため、やや低沸点留分が多くなっている。またセタン価は芳香族が増えると低下している。

4.5.2 実験方法

実験にはエンジン3の無渦流の水冷単シリンダ四サイクル直接噴射式ディーゼル機関を用いた。このエンジンは本来は4弁機関であるが、吸気弁および排気弁をそれぞれ1弁のみ作動するように改良し、取り除いた2弁の後は蓋をしてシリンダ圧力などの測定用のスペースとした。燃料は燃焼室中央のユニットインジェクタ（Cummins PT 噴射装置）を用いて、0.2mmの8本の噴孔から噴射した。

実験は機関回転数が1,300rpm、当量比が0.5、吸気圧力が117.2kPaのもとで、吸気温度を変化させて行った。吸気圧力は本来の4弁機関の2弁のみを作動させたため吸入空気量が確保できるように大気圧よりやや高くした。上述のように芳香族炭化水素を添加すると燃料のセタン価が変化し、このため着火遅れに変化が生じて燃焼や排気に影響を及ぼす。芳香族のみの燃焼への影響を明確にするためにはセタン価の影響を分離する必要がある。そこで実験では吸気温度を高めることによって、燃料によって着火遅

表4-2 添加剤の特性

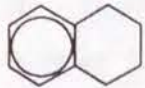
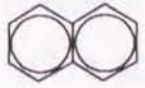
添加剤	テトラリン	ナフタリン
化学式	$C_{10}H_{12}$	$C_{10}H_8$
構造式		
分子量	132.21	128.17
沸点 °C	207	218
融点 °C	-35	80~82
密度 kg/m^3	973	997 (固体) 938 (液体)

表4-3 供試燃料の特性

記号	STD	SAT	DAN
添加芳香族	(基準燃料)	テトラリン	ナフタリン
芳香族割合 vol. %	21.0	28.9	28.9
セタン価	49.8	48.0	48.1
低発熱量 MJ/kg	42.72	42.59	42.30

れに差が生じない燃焼が得られるように計画した。

微粒子は小形希釈トンネル⁽²⁰⁾を用いて捕集し、ソックスレ抽出法により固形分SOLIDSと可溶有機成分SOFに分離した。微粒子は機関を始動後、機関、排気系および希釈トンネルが十分に安定してから連続して数回の採取を行った。この他、排気中の NO/NO_x 、 CO_2 、 O_2 およびTHC濃度を測定した。 NO/NO_x の測定には化学発光式分析計(Thermo Electron 10)、 CO_2 と O_2 の分析には非分散赤外分析計(堀場 PIR-2000)および磁気酸素計(Beckman 75)を用いた。またTHCはサンプルラインを水蒸気や未燃炭化水素の凝縮を防ぐため190℃に加熱して、水素炎イオン化検出計で測定した。

4.5.3 芳香族炭化水素の排気微粒子への影響

吸気温度 $T_{\text{IN}} = 307\text{K}$ の時の排気微粒子PART、予混合燃焼割合 P_{remix} 、未燃炭化水素THCおよび窒素酸化物 NO_x 濃度を3種類の燃料で比較した結果を図4-20に示す。予混合燃焼割合は指圧線図より求めた熱発生率において、初期の爆発的燃焼に関与した燃料の発熱割合として算出した。基準燃料STDは他の2種類の燃料に比べてセタン価が高いため着火遅れが短く、予混合燃焼割合も少なくなっている。微粒子は基準燃料STDと1環芳香族のテトラリンを混合した燃料SATにはほとんど差は認められないが、2環芳香族のナフタリンとの混合燃料DANは他に比べて低くなっている。一般に予混合燃焼割合は着火遅れに依存し、着火遅れが短くなると微粒子の排出が増加することを考慮すると、3種類の燃料で予混合燃焼割合が等しい燃焼が実現できれば、2種類の芳香族添加燃料はこの結果よりも排気微粒子が増加すると推測される。このことはSATは他の燃料より微粒子の生成傾向が強いことを示唆している。

着火遅れは物理的着火遅れと化学的着火遅れに分けられ、雰囲気温度が高くなると温度への依存性が小さくなって、物理的着火遅れが支配的となる。このため着火遅れは主に混合気形成に依存し、燃料性状による差は小さくなると推定される。そこでセタン価が異なっても着火遅れが等しい燃焼を実現するため、吸気温度を $T_{\text{IN}} = 336\text{K}$ に上昇させて実験を行った。この時の3種類の燃料の熱発生率ROHRを比較して図4-21に示す。熱発生率

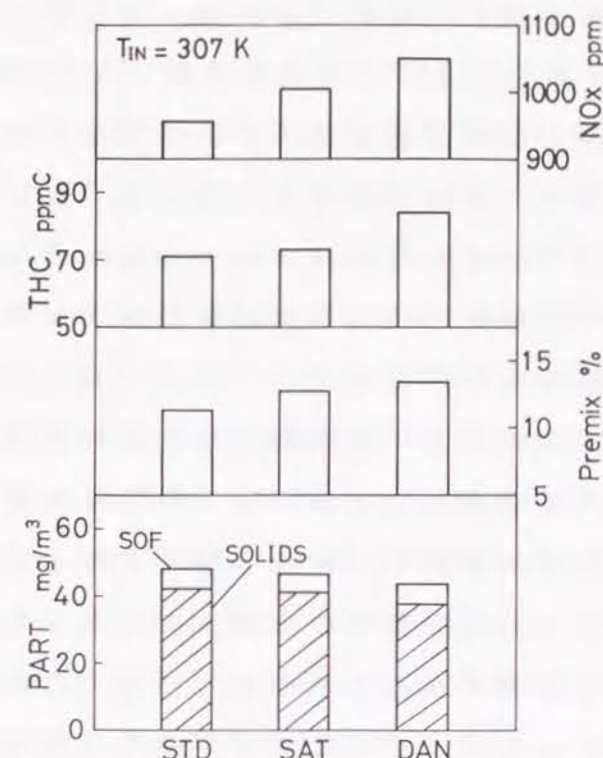


図4-20 吸気温度が低い場合の燃焼、排気特性

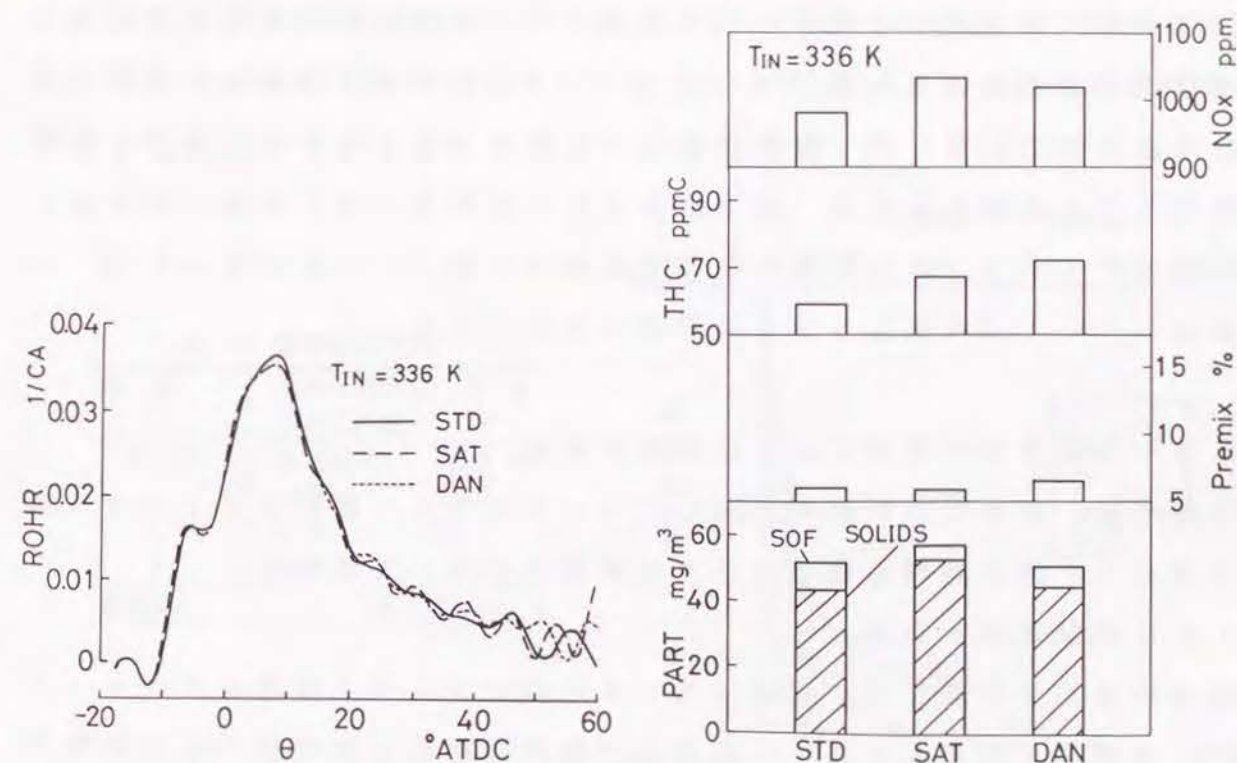


図4-21 吸気温度が高い時の3種類の燃料の熱発生率の比較

図4-22 吸気温度が高い場合の燃焼、排気特性

には燃料間の差は認められず、セタン価が違っても着火遅れに差のない燃焼が行われていることが分かる。この時の微粒子などの測定結果を図4-22に示す。吸気温度が高くなると着火遅れが短くなるため、いずれの燃料でも予混合燃焼割合が減り、微粒子は増大している。そして予測したようにテトラリンを混合したSATは他の燃料に比べて微粒子の排出が多くなっている。また微粒子中の固形物SOLIDSや窒素酸化物、未燃炭化水素は芳香族が増えると増加する傾向がみられる。

以上のように、1環のテトラリンを混入した燃料では微粒子が増大するが、2環のナフタリンを混合した場合にはこの傾向は認められなかった。一般にすすは炭化水素が熱分解し、重合・縮合を繰り返して核が形成され、この核が表面成長過程で炭化水素等の吸着により太ってすす粒子となり、さらに粒子が凝集して生成すると考えられている。この過程において芳香族を中間体とする説によると、すすは多環芳香族を経て生成され、環数の多い方が結合力が強くなりすす生成傾向は強いと考えられる。このことを考慮すると今回の実験結果を十分には説明できない。しかし芳香族が増えると微粒子が増大するとする報告⁽⁴⁾がある一方、その影響は他の性状に比べて小さいとする報告もある^{(8)、(10)、(11)}。これらには芳香族の環数や構造は考慮されていないが、環数が同じでも構造が違えば燃焼に及ぼす影響が異なることも考えられる。以上のように今回添加した2種類の芳香族では1環のテトラリンの方が微粒子の生成傾向が強いことが分かったが、この理由については今後もう少し検討する必要がある。

4.6 コールスラリー燃料による圧縮着火運転

本節では、軽油に微粉炭を混入したコールスラリー燃料でディーゼル機関を運転した際の機関性能と実用上の問題点について述べる。

4.6.1 供試燃料と実験方法

固体の微粒子が液体中に浮遊している一種のコロイド溶液をスラリーといい、本研究で使ったコールスラリー燃料は軽油と微粉炭の混合燃料である。燃料中の微粉炭の粒子の大きさと割合の燃焼への影響を調査するため、微粉炭を200、300および350メッシュのふるいで3段階に選別し、軽

油と混合してコールスラリー燃料を作成した。使用した微粉炭の主な性質を表4-4に示す。また軽油には比重0.826のJIS2号軽油を用いた。

コールスラリー燃料は固体と液体の混合燃料のため、密度の違いから相分離が予想される。このためエンジン実験に先立って燃料の安定性を調べた結果を図4-23に示す。実験は図中に示すように作成したコールスラリー燃料を試験管に入れて放置し、時間経過に伴う微粉炭の沈降の程度で評価した。つまり、軽油と微粉炭が十分混合している時の液面の高さを図のようにaとすると、ある時間後には微粉炭は全て沈澱し高さb_Lの間には微粉炭は存在しなくなる。この状態を完全に分離した状態とし、沈降途中の微粉炭が存在しなくなった液面高さbとの比b/b_Lで安定性を表示してある。微粉炭の割合が多いほど分離は緩慢であるものの、いずれの場合も貯留するには分離が早すぎて静置した燃料タンクより機関に供給するのは困難なため、実験は燃料を絶えず攪拌しながら行った。

実験はエンジン1の予燃焼室式ディーゼル機関を用いて行った。なおこの実験では圧縮比は20.0としている。燃料はボッシュ式ポンプにより、ピントルノズル(DN0S34)を用いて開弁圧11.8 MPaで噴射した。排気温度はクロメル・アルメル熱電対を用いて機関の排気出口より100 mmの排気管内

表4-4 微粉炭の性質

産 地	北海道幌内炭 50 %
	九州三池炭 50
工業分析	固定炭素 42.0 %
	揮発分 39.0
	灰分 15.2
	水分 3.8
発熱量	28.0 MJ/kg

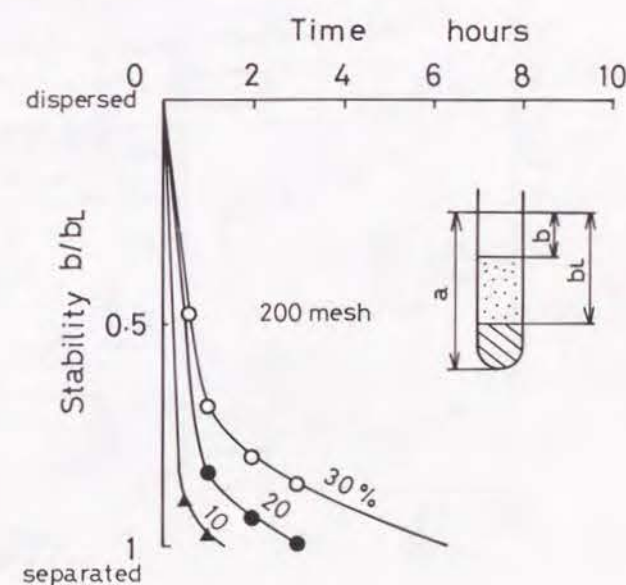


図4-23 コールスラリー燃料の安定性

で測定した。排気管内から排気を直接採取し、COおよびNO濃度を測定した。分析には両成分とも非分散赤外分析計（CO：堀場 MEXA200, NO：同 AIA23-AS）を用いた。また排気煙濃度はボッシュ式排気煙濃度計（ディーゼル機器 DSM-10B）により測定した。

予備運転を行った結果、微粉炭の割合が増えると摺動部へ流入した微粉炭によってノズルが作動不能となることが分かった。この場合には図4-24に示すOリング付きの特殊噴射ノズルを用いて実験を行った。この噴射ノズルは針弁の油だまり側へ摺動部への微粉炭の進入を防ぐOリングを取り付けたもので、ノズルの作動に問題はなく機関の性能には影響を及ぼさないものである。

実験は微粉炭の割合、粒子の大きさの違うコールスラリー燃料を用いて、機関回転速度が 2,000rpm, 静的噴射時期が 15° BTDCで機関を運転し、機関性能を調べるとともにピストンリング、シリンダライナなどの摩耗状況を調査した。なお 200メッシュの微粉炭を混入した燃料ではごく短時間でノズルが作動不可能になるため、エンジン実験は行っていない。またコールスラリー燃料で機関を運転した後は、燃料タンク、配管および噴射ポン

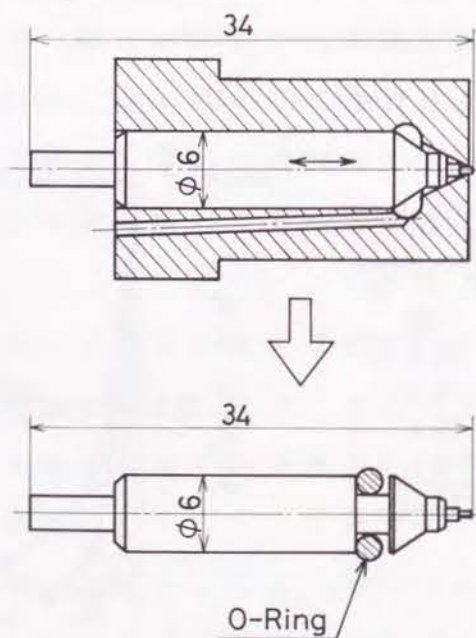


図4-24 噴射ノズル
(上：標準，下：Oリング付き)

プとノズルは分解して洗浄し、後の試験に影響が残らないように配慮した。

4.6.2 機関性能と排気特性

図4-25は機関回転速度2,000rpm一定のもとで負荷を変え、種々のコールスラリー燃料で約8時間の運転を行う前と運転後の軽油での機関性能を正味平均有効圧力 P_e に対して比較した結果である。コールスラリー燃料で運転した後はブローパイガス量が増大した。このため実圧縮比の低下により燃焼室内の空気量が減少して燃焼が不完全となり、燃料消費率 b_e 、排気煙濃度 S および排気温度 T_e が全て増加している。さらに一酸化窒素 NO の極大値と一酸化炭素 CO の増加始めがともに低負荷側へ移動している。

次にコールスラリー燃料で運転した際の機関性能を軽油の場合と比較して図4-26に示す。軽油での性能はコールスラリー燃料で運転後の結果を用

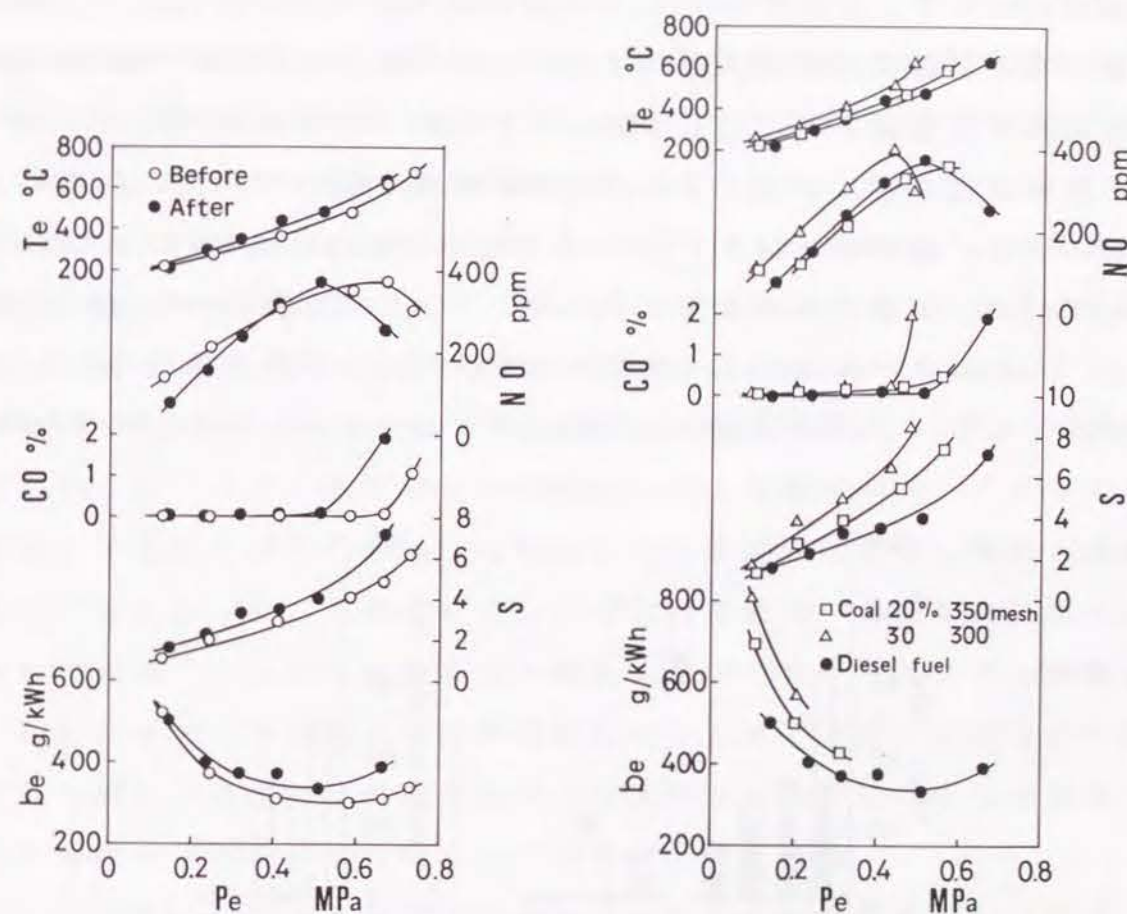


図4-25 コールスラリー燃料で運転前後の軽油での機関性能

図4-26 コールスラリー燃料での機関性能

いてある。微粉炭の割合が質量で30%まで運転を行ったが、350メッシュ、20%の混合燃料では排気煙濃度は増大するものの、その他の性能は軽油と比較して遜色なく、微粉炭の粒子を小さくすることにより、軽油とほぼ同等の性能が得られると考えられる。しかし300メッシュ、30%の燃料のように、微粉炭の粒子が大きくなり、さらに割合が増えると微粉炭の粒子が燃焼室内で完全に燃えず、性能が大きく低下している。以上のことより、コールスラリー燃料でディーゼル機関を運転することは可能であり、微粉炭の粒子を小さくすれば軽油に劣らない性能が得られると推察できる。

4.6.3 摩 耗

ブローバイガス量が著しく増大し、機関の冷間始動が困難となったため約8時間で試験を中止し、ピストン、ピストンリングおよびシリンダライナの状況を詳しく調査した。

運転後にピストンリングのT寸（半径方向寸法）とB寸（シリンダ軸方向寸法）を5箇所測定し、元の寸法に対する最大および最小摩耗率を比較した結果を質量減少率とともに図4-27に示す。T寸および第1リングのB寸の摩耗量は非常に多く、T寸の最大摩耗率は第1リングでは64%、最も摩耗の少ない油かきリングでも16%、そして第1リングのB寸では12%に達している。質量減少率も大きく、第1リングでは質量が約1/2になっている。これはコールスラリー燃料中の微粉炭による異常摩耗であることは明らかであり、ノズルに近いほど摩耗が大きくなっている。B寸の摩耗

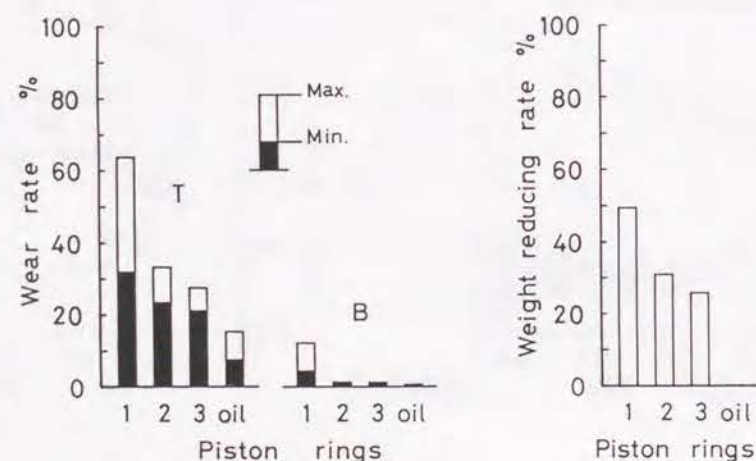


図4-27 ピストンリングの摩耗量

がT寸に比べて少ないのは、微粉炭のピストン溝への進入が少なく、ほとんどすべてシリンダライナとの接触面に流れたためと考えられる。このことはピストン溝に微粉炭の堆積もなく、溝の摩耗が半径方向、軸方向ともないことから想像される。なおピストンには微粉炭による大きな傷害は認められなかった。

シリンダライナの摩耗量をピストン上死点における第1ランド位置ならびに第1リング位置、行程中心、ピストン下死点におけるピストンスカー ト位置など7箇所、各々クランク軸およびそれと直角方向について測定を行った結果、第1リングの上死点位置が最もひどく摩耗し、直径で0.2mmの減少を示した。第1リング摺動部では0.11~0.2mm摩耗し、ピストンリングの当たらないところでの摩耗量0.01~0.03mmの約4~20倍にいたっている。ピストン摺動部の摩耗量は短時間の運転としては非常に多く、最も摩耗の少ないところでも通常運転時の1,000時間程度⁽³⁰⁾に相当する。また測定箇所の測定方向の差をみると、横置機関の上下方向に当たるクランク軸と直角方向の摩耗量が多い。これはピストンリングのところで述べたように、シリンダ下部へ多くの微粉炭が流れたためであろう。

一般にノズル摺動部の間隙は直径差で2~4.5μmであり、このすき間へ微粉炭が進入すると固着によりノズルが作動不能になることが考えられる。今回の実験でもコールスラリー燃料中の微粉炭の割合が30%となると、ごく短時間でMarshallらの結果⁽²⁰⁾と同様に作動不可能となった。本実験では図4-24に示すように摺動部への微粉炭の進入を防ぐOリング付きのノズルを用いて運転を試みたが、この特殊ノズルを用いても約1時間の連続運転しかできなかった。これはOリングにより摺動部への微粉炭の流入は抑えられた反面、ノズルの油だめ部へ微粉炭が多く集まってノズル座面が荒れ、ついにはノズルが絶えず開弁状態となるためであることが分かった。つまり今回の小改良では噴射系はコールスラリー燃料にはまだ不適合であり、長時間の運転を行うにはさらに対策が必要である。

以上のように、ピストンリングやシリンダライナの摩耗および噴射ノズルに対策を施せば、コールスラリー燃料のディーゼル機関燃料としての実用性は十分期待できる。また今回の結果は、燃料中にスラッジを含むよう

な現在より一層低質で重質な燃料でディーゼル機関を運転する際の参考となると考える。

4.7 結 言

3種類のディーゼル機関を用いて、燃料の温度、成分および性状の燃焼と排気に及ぼす影響を検討した結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 機関に噴射される直前の燃料の温度、燃料噴射温度は間接噴射式機関では低負荷の時には200℃を越えるが、負荷の増加や回転数の上昇のように噴射量が増大するにつれて低下する。これは燃料噴射温度が燃焼室からの熱によって加熱される影響よりも、燃料によって冷却される効果の方が大きいためである。これに対し直接噴射式機関では、予燃焼室がなくノズルが高温に曝されないため、燃料噴射温度は間接噴射式機関よりも低く負荷による変化も少ない。

間接噴射式機関で燃料を加熱すると着火遅れが短くなり、排気煙濃度は低下するが燃料消費率は増加する。これに対し直接噴射式機関では排気煙濃度、燃料消費率がともに増大する。これは両機関の燃焼室形状、空気流動、ノズル形状の違いによると推察される。しかし直接噴射式機関では燃料を冷却すると排気煙濃度、燃料消費率とも低減できる可能性がある。

(2) 燃料中の芳香族炭化水素の排気微粒子への影響を検討するため、他の燃料性状の変化が少なくなるように基準となる軽油とそれへの添加剤を選択し、さらに運転条件を工夫して着火遅れに差がない燃焼を実現させ、セタン価と芳香族炭化水素の影響を分離した。その結果、芳香族の割合よりも構造の影響の方が微粒子に及ぼす影響は大きく、1環のテトラリンは2環のナフタリンよりもすす生成傾向が強いことが分かった。

(3) 軽油中に微粉炭を混入したコールスラリー燃料で予燃焼室式機関の運転を試みた結果、燃料中の微粉炭の粒子を小さくすれば、軽油に劣らない性能が得られる見通しが得られた。しかし微粉炭によりピストンリングやシリンダライナが著しく摩耗し、また現状のノズルは摺動部の固着や座面の荒れのためコールスラリー燃料には不適格であり、これらを利用するには根本的な対策が必要である。

参 考 文 献

- (1) 環境庁編：平成5年度版、環境白書（総説），1.
- (2) 堀政彦：燃料性状が排出ガスにおよぼす影響，自動車技術会シンポジウム，89-6（1989），1.
- (3) L.C.Broering and L.W.Holtman：Effect of Diesel Fuel Properties on Emissions and Performance, SAE Paper No.740692(1974).
- (4) H.A.Burley and T.L.Rosebrock：Automotive Diesel Engines - Fuel Composition vs Particulates, SAE Paper No.790923(1979).
- (5) M.Kagami, Y.Akasaka, K.Date and T.Maeda：The Influence of Fuel Properties on the Performance of Japanese Automotive Diesels, SAE Paper No.841082(1984).
- (6) J.C.Wall and S.K.Hoekman：Fuel Composition Effects on Heavy-Duty Diesel Particulate Emissions, SAE Paper No.841364(1984).
- (7) E.G.Barry, L.J.McCabe, D.H.Gerke and J.M.Perez：Heavy-Duty Diesel Engine/Fuels Combustion Performance and Emissions - A Cooperative Research Program, SAE Paper No.852078(1985).
- (8) M.L.Mcmillan and R.Halsall：Fuel Effects on Combustion and Emissions in a Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper No.881650(1988).
- (9) M.Ikegami, Xin-he Li, Y.Yoshihara and H.Inagaki：A Study of Soluble Organic Fractions in Particulates Emitted from a High-Speed Direct- Injection Diesel Engine, SAE Paper No.890465(1989).
- (10) T.L.Ullman, R.L.Mason and D.A.Montalvo：Effect of Fuel Aromatics, Cetane Number, and Cetane Improver on Emissions from a 1991 Prototype Heavy-Duty Diesel Engine, SAE Paper No.902171(1990).
- (11) L.C.van Beekhoven：Effects of Fuel Properties on Diesel Engine Emissions - A Review of Information Available to the EEC-MVEG Group, SAE Paper No.910608(1991).
- (12) 仁科恒彦：ディーゼル排ガス規制と軽油の低硫黄化，日石レビュー，34-4（1992），15.
- (13) 星，加藤，成瀬，武井：自動車燃料の品質動向，トヨタ技術，35-2（昭60），216.
- (14) 池上，三輪，稲田：急速圧縮装置によるディーゼル噴霧の着火および燃焼の研究，日本機械学会論文集，47-413，B（昭56），205.
- (15) 鶴賀，須藤，岩井：自動車用メタノール機関の研究，自動車技術，34-1（1980），4.
- (16) H.C.Gerrish and B.E.Ayer：Influence of Fuel-Oil Temperature on the Combustion in a Prechamber Compression-Ignition Engine, NACA Tech. Notes, 565(1936), 29.
- (17) 山崎，宮本，村山：燃料の加熱がディーゼル機関の噴霧特性と性能に対して及ぼす影響，日本機械学会論文集，49-444，B（昭58），1810.

- (18) 大田, 味岡: 石油代替で燃えだした石炭利用技術, 日経メカニカル, 1980-9-15, 32.
- (19) 三雲, 長尾, 舟木: 微粉炭内燃機関の研究(第2報), 日本機械学会論文集, 11-41-2(昭20), 35.
- (20) H.P. Marshall and D.C. Walters, Jr.: An Experimental Investigation of a Coal-Slurry Fueled Diesel Engine, SAE Paper No. 770795(1977).
- (21) K. Tataiah and C.D. Wood: Performance of Coal Slurry Fuel in a Diesel Engine, SAE Paper No. 800329(1980).
- (22) 西川, 藤田: 伝熱学, 理工学社(1982), 170.
- (23) R.C. Reid, J.M. Prausnitz and T.K. Sherwood: The Properties of Gases and Liquids, McGraw-Hill (1977).
- (24) 李新和: 小形ディーゼル機関の排出微粒子に関する研究, 京都大学学位論文(1986), 123.
- (25) G.J. Walsh and W.K. Cheng: Effects of Highly-Heated Fuel on Diesel Combustion, SAE Paper No. 850088(1988).
- (26) D.H. Scharnweber and L.O. Hoppie: Hypergolic Combustion in an Internal Combustion Engine, SAE Paper No. 850089(1985).
- (27) 呉, 城戸, 近久, 宮本, 村山, 伊藤: ディーゼル機関における重質燃料加熱の効果, 自動車技術会論文集, 35(1987), 21.
- (28) C.C.J. French: Problems Arising from the Water Cooling of Engine Components, Proc. Instn. Mech. Engrs., 184-1-29(1969-1970), 507.
- (29) J.C. MacDonald, S.L. Plee, J.B. D'Arcy and R.M. Schreck: Experimental Measurements of the Independent Effects of Dilution Ratio and Filter Temperature on Diesel Exhaust Particulate Samples, SAE Paper No. 800185(1980).
- (30) 長尾不二夫: 内燃機関講義, 上巻, 第3次改著, 養賢堂(昭42), 396.

第5章 高圧燃料噴射ならびに水選択排気再循環による排気浄化

5.1 緒言

本章では, 燃料を通常よりも高い圧力で噴射する高圧燃料噴射と排気を冷却して分離される凝縮水のみを吸気に戻す水選択排気再循環による排気浄化について述べる.

ディーゼル機関から排出される窒素酸化物と微粒子の低減は人体の健康面への影響や環境保全の立場から強く要請され, 燃焼室形状の改善やスワール, スキッシュなどのガス流動の最適化に加えて, 最近では燃料性状や成分の影響の検討⁽¹⁾が積極的に行われている. しかしながらエンジン自体の燃焼改善による排気対策は限界に達しており, 現状より一層の排出低減を図るには新しい技術や概念による排気浄化が必要となる.

最近では燃料を通常よりも高圧で噴射すると噴射を遅らせても微粒子の増大が少なくすむとして注目を集めている. 高圧噴射の必要性和有効性は Parker⁽²⁾によって指摘され, その後, 方法, 特性および効果について活発に研究が進められている⁽³⁾⁻⁽⁷⁾. 燃料を高圧で噴射すると噴霧が微粒化するとともに噴霧の持つ運動量が増大し, 乱れが強くなるため混合気形成が活発となって燃焼が促進される. しかし, 通常のノズルで噴射圧力のみを高めると噴射率が上昇して初期燃焼に関与する混合気量が増し, 窒素酸化物や騒音の増大を招く. このため高圧燃料噴射においては, 初期の爆発的な燃焼を抑えつつ拡散燃焼を活発にして燃料と空気の混合を促進させ, 窒素酸化物と微粒子の同時低減を図る必要がある.

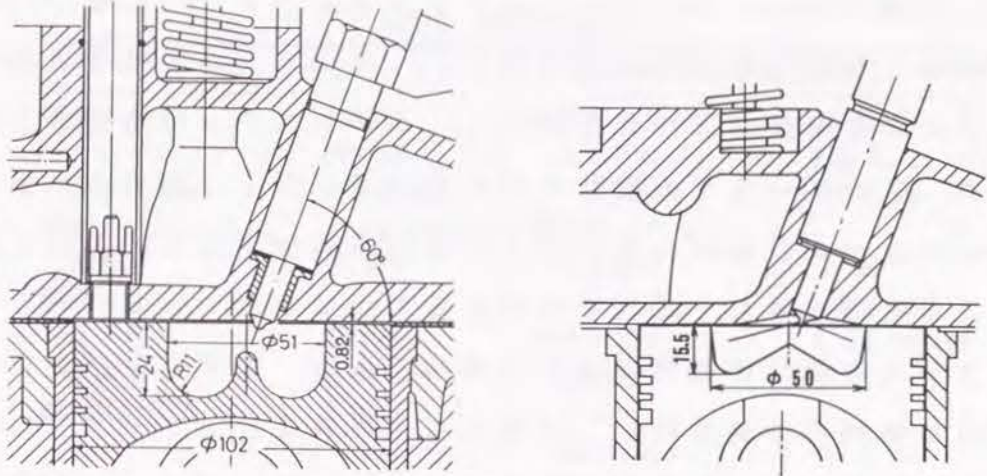
窒素酸化物の低減には燃焼温度を低下させるとともに高温の保持時間を短くすれば良く, この方法の一つにガソリン機関の排気対策に用いられる排気再循環がある. ディーゼル機関に適用すると⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾, 酸素濃度の低下により排気煙濃度や燃料消費率の増大を招くが, 熱容量の大きい二酸化炭素や水蒸気のみを選択的に吸気に戻すと, すすの増加がなく少量のガスで窒素酸化物の低減が期待できる. 特に水蒸気は排気を露点以下に冷却すると回収でき, 水噴射や加湿によって比較的簡単に吸気へ供給できる. こ

のように排気から回収した凝縮水を吸気から循環させると水選択排気再循環が成立すると考えられる。

本研究では、以上述べた2つの新しい技術的可能性を取り上げ、排気浄化の方法を直接噴射式ディーゼル機関に適用し、その効果を調査した。まず試作したブースタ昇圧式の高圧燃料噴射システムの噴射特性を調査するとともに、その燃焼への効果を通常の噴射系と比較し、高圧燃料噴射の具備すべき条件を明らかにした。さらに排気から回収した凝縮水を吸気から循環させる水選択排気再循環の有効性を議論するとともに、直接噴射式ディーゼル機関に適用した時の機関性能と排気特性への影響を明らかにした。水噴射による窒素酸化物の排出低減はよく知られているが⁽¹¹⁾、⁽¹²⁾、ここで使う方法は排気から回収した水を吸気に戻すことに特徴がある。

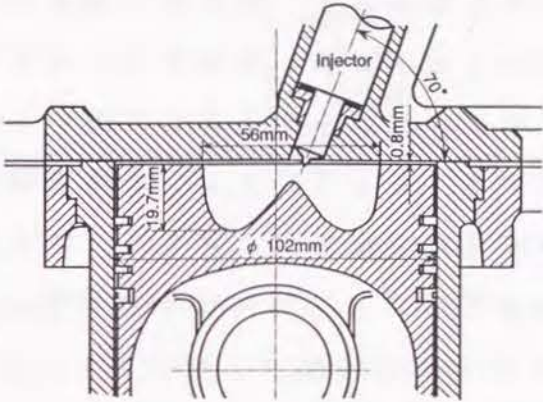
5.2 実験機関

実験には3種類の水冷無過給の単シリンダ四サイクル直接噴射式ディーゼル機関を用いた。図5-1に燃焼室断面、表5-1に主要な機関諸元と運転条件を示す。どの機関も深皿形の燃焼室を持ち、エンジン1は高圧燃料噴射、エンジン2と3は水選択排気再循環の機関性能と排気特性に及ぼす影響を調査するのに使用した。特にエンジン3は水選択排気再循環の微粒子への影響の評価に用いた。エンジン1の場合、表5-1には従来のジャーク式噴射系に用いた噴射ポンプとノズルを示してある。エンジン2と3の噴射系にはボッシュ式ポンプとノズルを用い、それぞれK型ポンプとホール弁



エンジン 1

エンジン 2



エンジン 3

図5-1 実験機関の燃焼室断面

(4孔、噴孔径0.28mm)、A型ポンプとホール弁(4孔、噴孔径0.29mm)により燃料を噴射した。実験はエンジン1、2および3を機関回転速度がそれぞれ2,400、2,000および2,400rpm一定で運転し、燃料には3機関ともJIS2号軽油を用いて行った。

5.3 高圧燃料噴射システムとその燃焼への影響

5.3.1 高圧燃料噴射システムとその特性

燃料噴射圧力のディーゼル機関の性能および排気特性への影響を調査するため、昇圧ピストンと2台のボッシュ式ポンプから構成される高圧燃料噴射システムを開発した。試作した噴射系は図5-2に示すように圧力プー

表5-1 機関の主要諸元と運転条件			
	エンジン1	エンジン2	エンジン3
機関型式	ヤンマー NS180C	クボタ E1250-NB	ヤンマー NFD170
シリンダ径	102 mm	92 mm	102 mm
行程	106 mm	90 mm	105 mm
排気量	0.866 L	0.598 L	0.857 L
圧縮比	17.0	18.0	17.8
噴射ポンプ	PES2A90CA101	PFR1KD75	PE1A
噴射ノズル	DLLA155S314	DLLA145SN523	DLLA150S294
回転数	2,400 rpm	2,000 rpm	2,400 rpm

スタ付で、原理はLucas CAVのユニットインジェクタ⁽¹³⁾に基づいている。ただし電磁油圧制御方式を用いる代わりに、本システムでは2台のボッシュ形ポンプにより噴射および計量を行う。このシステムは噴射ノズル、圧力ブースタ、圧力ブースタを駆動するためのポンプ1、燃料の計量を行うためのポンプ2および燃料の流れおよび圧力を調整するための逆止弁と逃がし弁によって構成され、これらは噴射管でつながれている。

このシステムの動作の概略は以下の通りである。まずポンプ2によって噴射に必要な燃料の計量を行い、計量された燃料を圧力ブースタに送る。この燃料はスピル弁を押し開いて高圧室に入り、高圧ピストンと高圧室の間に蓄えられる。この時にはポンプ1のプランジャはポンプ2とは位相差を持って動くためリフトしておらず、高圧室の燃料の圧力が低圧室よりも高いため、増圧ピストンは低圧室側に移動する。次にポンプ2とは約180°位相の異なるポンプ1のプランジャが上昇して燃料を圧送し、ブースタ内の低圧ピストンを駆動する。そしてピストンの断面積の違いによって、低圧側の圧力が増圧されて燃料の圧力が上昇し、ノズルの開弁圧を越えると噴射が始まる。噴射は高圧ピストンがスピル弁を押し開いて、高圧の燃料

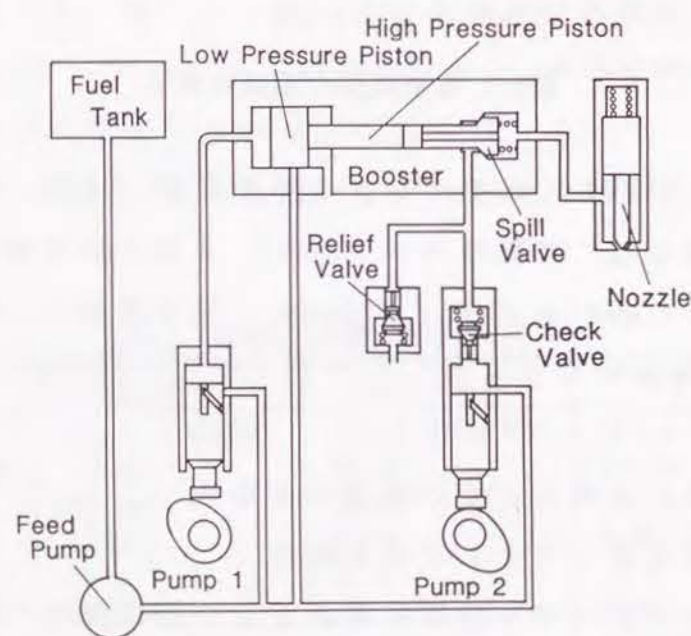


図5-2 高圧燃料噴射システム

表5-2 噴射系の諸元

ジャークポンプシステム (JK)		高圧噴射システム (HP)	
噴射ポンプ	PE2AB1	噴射ポンプ 1	PE2AB1
カムプロファイル	PEA-AE-11	カムプロファイル	PEA-AE-11
プランジャ	φ9.0 mm	プランジャ	φ9.5 mm
噴射ノズル	4-φ0.31-155	噴射ポンプ 2	
開弁圧	20 MPa	カム揚程	7 mm
噴射管		プランジャ	φ8.0 mm
長さ	520 mm	噴射ノズル	4-φ0.20-155
断面積	2.01 mm ²	開弁圧	30 MPa
燃料供給圧力	0.02 MPa	ブースタ	
		低圧ピストン	φ8.5 mm
		高圧ピストン	φ6.0 mm
		噴射管 1	
		長さ	600 mm
		断面積	2.01 mm ²
		噴射管 2	
		長さ	600 mm
		断面積	3.14 mm ²
		燃料供給圧力	0.2 MPa

を逃がすことによって速やかに終了する。この時過度の圧力降下が生じると燃料系統に気泡が発生するなどして噴射が不安定となるため、ダンパおよびリリーフの働きをする逃がし弁が設けられている。またポンプ2には高圧の燃料の流入を防ぐため、逆止弁が取り付けられている。

表5-2に高圧噴射システムHPと比較の対象とした従来のジャーク式噴射系JKの諸元を示す。圧力ブースタ内の低圧および高圧ピストンの直径はそれぞれ8.5mm、6.0mmで、その断面積比は2である。低圧ピストンを駆動するポンプ1のプランジャには送油率の高い直径9.5mmを用いた。ポンプ1と圧力ブースタ間が噴射管1、ポンプ2と圧力ブースタ間が噴射管2で連結され、圧力ブースタと噴射ノズル間の噴射管は高圧を発生させるため、極力短くしてある。また本システムでは圧力ブースタ以外には従来のジャーク式ポンプとノズルを用いている。

図5-3は通常の噴射系JKと高圧噴射システムHPについて、同一の噴孔数でノズル径を変えた場合のノズルホルダ入口の圧力 P_0 および針弁揚程 h の時間経過を示す。ポンプ回転数はいずれも1,200rpmで、HP、JKの開弁圧

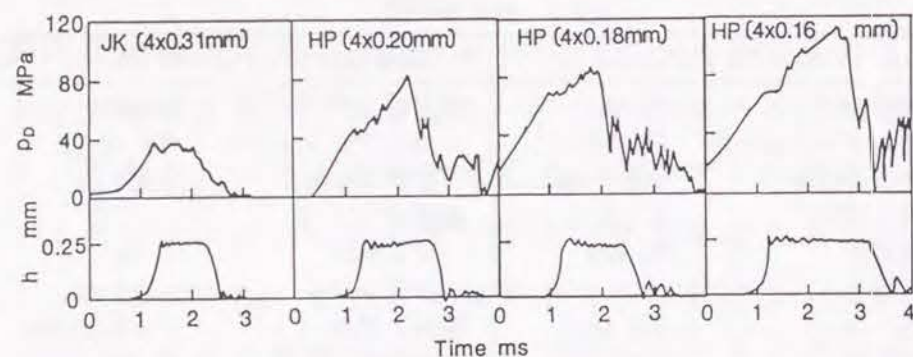


図5-3 噴射圧力 P_0 と針弁揚程 h の比較

はそれぞれ30および20MPaである。JKでは最高圧力は40MPa程度であるが、HPでノズル径を0.20、0.18mmとした場合にはともに最高圧力が約80MPaに上昇している。噴射圧力は初期に低くて後期に高く、噴射の切れも良好である。これに対し、HPでノズル径を0.16mmにすると最高圧力は100MPa以上に達するが噴射期間がかなり長くなり、二次噴射も起こる。設計段階では計算機シミュレーションにより噴射圧力は最高120MPaを達成できると予測していたが、高圧になると内部の油漏れが多くなり、この圧力を達成することはできなかった。

5.3.2 燃焼および排気特性

表5-2の2種類の噴射系を図5-1に示すエンジン1と組み合わせて機関回転数2,400rpmで運転し、機関性能および排気特性を調査した。排気微粒子の測定は小形希釈トンネル⁽¹⁴⁾を用いて行い、測定結果はソックスレ抽出法により固形分SOLIDSと可溶有機成分SOFに分離した。また排気煙、一酸化窒素NOおよび未燃炭化水素THCの各濃度はそれぞれボッシュ式排気煙濃度計(ディーゼル機器DSM-10B)、非分散赤外分析計(堀場MEXA-61SS)および水素炎イオン化検出計(ヤナコ計測KA-300)で測定した。

図5-4は噴射時期 $\theta_j = 20^\circ$ BTDCで、従来のジャーク式噴射系JKと高圧噴射システムHPにおいて、ノズル径が0.31mmで4噴孔の同一ノズルを用いた時の着火遅れ τ 、NOとTHC濃度、排気煙濃度SMOKEおよび微粒子PARTとその固形分SOLIDSと可溶有機成分SOFの排出特性を比較した結果である。HP

はJKと比較して排気煙濃度がやや低下しているが、微粒子にはほとんど差は認められない。これは2つの噴射系のノズル径と噴孔数が同一のため、HPの噴射圧力がJKと比較してあまり高くなっていないことによるものと考えられる。また高負荷ではHPはJKに比べてNOがやや増加している。このように同一のノズルを用いて噴射圧力のみを上昇させると、周知のように噴射率が高まり初期燃焼に関与する燃料が増加して、排気煙濃度は減少し窒素酸化物は増大する。本研究では窒素酸化物の増大がなく微粒子の低減が達成できる燃焼の実現を目標としており、以後の実験では従来の噴射系と同一のノズルを用いての高圧噴射システムでの実験は行っていない。

次に同じ4孔ノズルを用いて、HPにおいてノズル径を0.20mmおよび0.18mmにした場合とJKで0.31mmの従来のノズルを用いた場合の排気特性を比較した結果を図5-5に示す。HPでノズル径が0.20mmの場合はJKと比べて、高

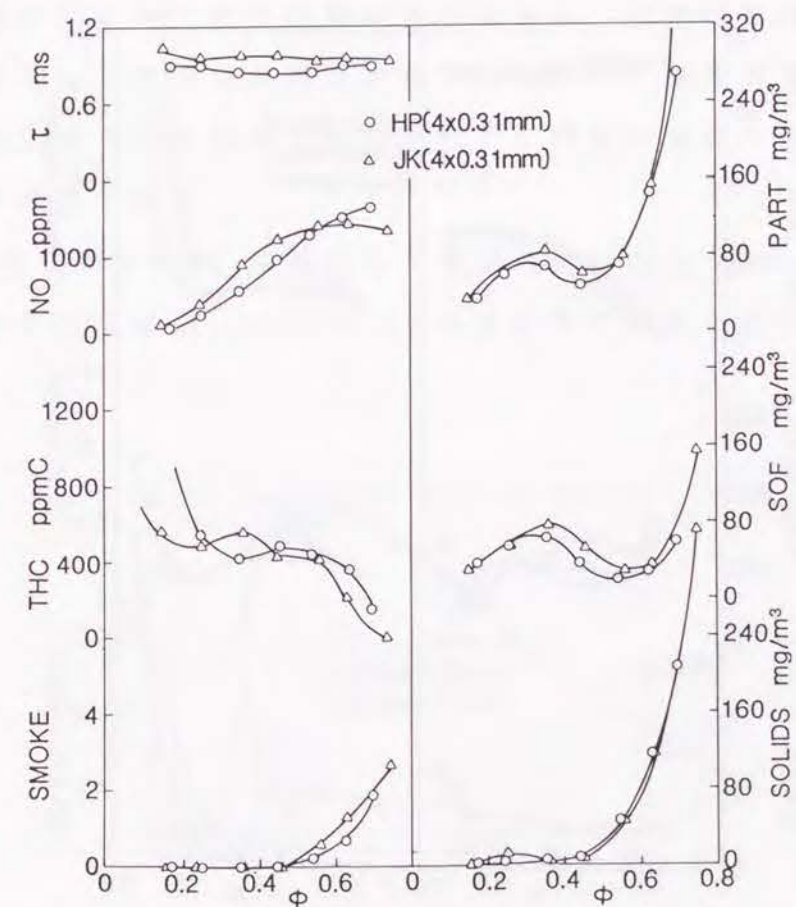


図5-4 HPとJKで同一のノズルを用いた時の排気特性の比較

い当量比 ϕ まで排気煙濃度SMOKEと微粒子PARTはかなり低く、しかもNO濃度も同程度かあるいはやや低くなっている。これはノズル径が小さくなると噴霧が微粒化されるとともに噴射圧力の上昇による乱れの強化により、燃料と空気の混合が促進されたためと解釈できる。しかしHPで噴孔径が0.18mmまで小さくなると、0.20mmのノズルに比べて排気煙濃度や微粒子が増大する。THC濃度やSOFについても同様の傾向がみられる。噴霧の微粒化にはノズル径が小さい方が望ましいが、ノズル径が0.20mmと0.18mmでは図5-3のように噴射圧力に差はなく、このように噴射圧力が同一の場合にはノズル径が小さいと噴霧の貫徹力が弱まり、空気利用度が低下する。これらの結果から総合的に判断すると高圧噴射システムHPで噴孔径が0.20mmのノズルを用いた場合が最も性能が良いと言える。

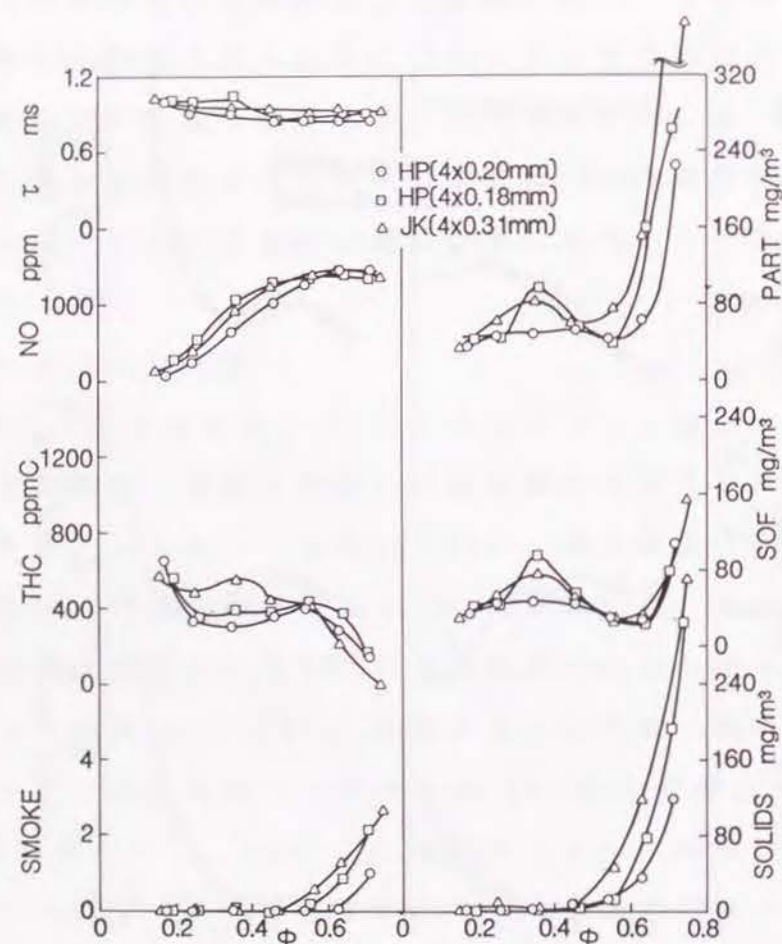


図5-5 ノズル径の排気特性に及ぼす影響

噴孔径と噴射圧力の噴霧到達距離への影響を明らかにするため以下のような検討を行った。和栗ら⁽¹⁵⁾の理論によれば噴霧先端距離 x は噴射後の経過時間 t およびノズル径 d の積の平方根に比例し、噴射圧力とシリンダ圧力との圧力差 Δp の $1/4$ 乗に比例する。すなわち、

$$x \propto (\Delta p)^{1/4} (t d)^{1/2} \quad (5-1)$$

JKとHPの噴射圧力をそれぞれ40 MPa、80 MPaであるとし、シリンダ内圧力を7 MPaとみなすと、式(5-1)より求めた噴霧到達距離はHPで0.20mmのノズルを用いた場合とJKで0.31mmのノズルを用いた場合はほぼ同一である。これに対しHPで0.18mmのノズルを用いた場合は、これらに比べて噴霧の到達距離はやや短い。噴霧到達距離が減少すると燃焼室周囲の空気の利用度が低下し、スワールの存在下であるとオーバースワールとなり熱ピンチに陥り易い⁽¹⁶⁾。つまり図5-5のように噴孔径0.18mmのノズルが0.20mmのノズルを用いた場合に比べて排気性能が劣る原因は、噴霧の貫徹力が弱まり燃料の分散が悪くなって空気利用度が低下したためと推定される。このように噴射圧力を上昇させた場合でもスワールと噴霧の貫徹力のバランスを維持することが重要である。

図5-6に当量比 $\phi = 0.65$ における3種類のノズルのシリンダ内圧力 P とこれより求めた熱発生率 \dot{q} のクランク角 θ に対する変化を示す。燃焼初期

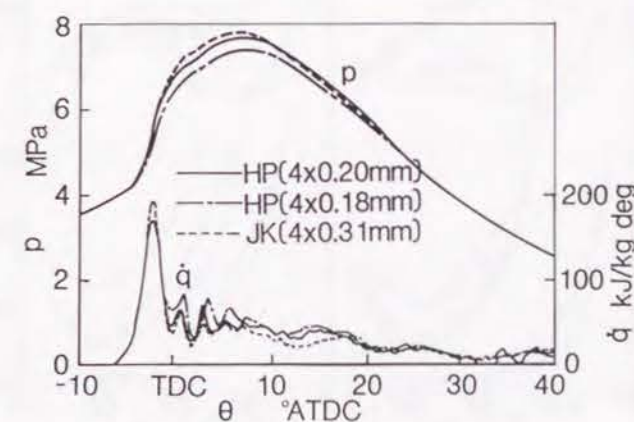


図5-6 シリンダ内圧力 P と熱発生率 \dot{q} の比較

の熱発生率、圧力上昇率およびシリンダ内最高圧力にはほとんど差がなく、噴孔径が0.20mmのノズルの場合に初期燃焼が過敏でないことが分かる。これは図5-3に示す噴射管内圧が初期に低く後期に高いため、初期の熱発生量が抑えられたためと考えられる。このようにスワール比と噴霧の貫徹力のバランスを保ちつつノズル径を絞って高圧噴射すると、急激な初期燃焼にあずかる混合気量が抑えられ、窒素酸化物や騒音の増大がなく微粒子の低減が可能となる。言い換えると着火遅れが圧縮終わりの空気の温度と圧力でほぼ定まることから、同じノズルで噴射圧力だけを高めると、噴射率が上昇して初期燃焼に関与する混合気量が増すため窒素酸化物や騒音の増大は避けられない。

次に高圧噴射システムで噴射時期の影響について調査した。図5-7および図5-8は高圧噴射システムHPで噴孔径0.20mmのノズルを用いた場合と従来のジャーク式噴射系JKで噴孔径0.31mmのノズルを用いた場合について、

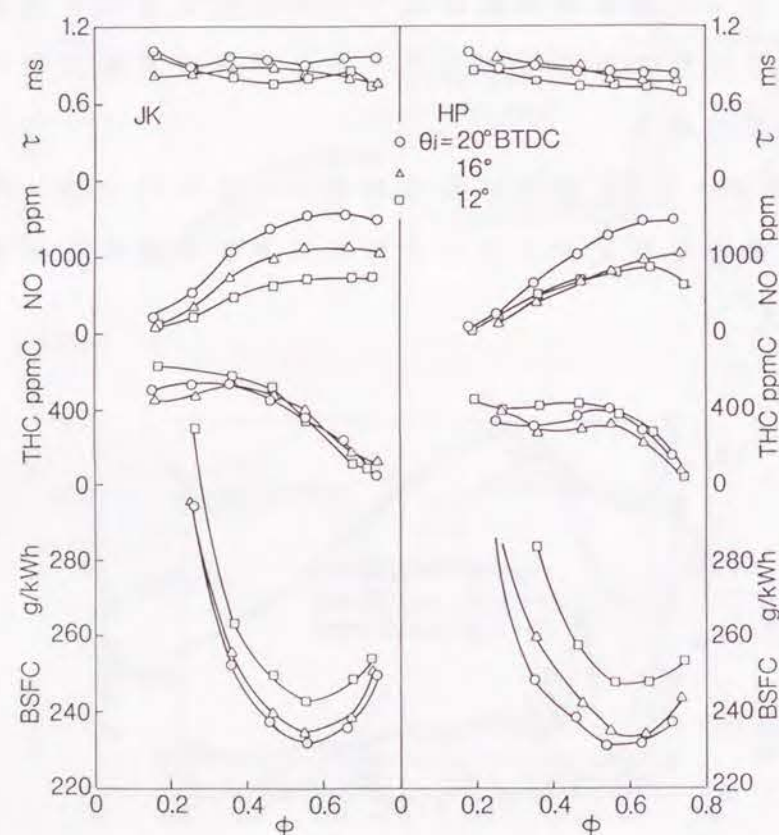


図5-7 噴射時期の機関性能と排気特性に及ぼす影響

噴射時期を $\theta_i = 20, 16, 12^\circ$ BTDC と変化させ、機関性能および排気特性を比較した結果である。HPの燃料消費率BSFCがJKに比べてやや高いのは、HPでは2台のボッシュ式ポンプを用いたため、その駆動による摩擦損失が増加したためと考えられる。噴射時期を遅らせると、いずれの噴射系でもNOは減少し、排気微粒子PARTは増加している。高圧噴射システムでも噴射時期の遅延による微粒子の増加は認められるが、その増加量は従来の噴射系よりも少なく、全体にかなり低いレベルにある。

図5-8で微粒子の排出傾向を固形分SOLIDSと可溶有機成分SOFについて詳しく比較すると、固形分は微粒子と同じ傾向を示し、SOFはJKでは高当量比では噴射時期が遅れると急激に増加しているのに対し、HPではほとんど変化しない。また中当量比ではHPの方が排出レベルが低い。中当量比域でのSOFのピークは、燃料中の高沸点成分の燃焼室壁面での凝縮に起因す

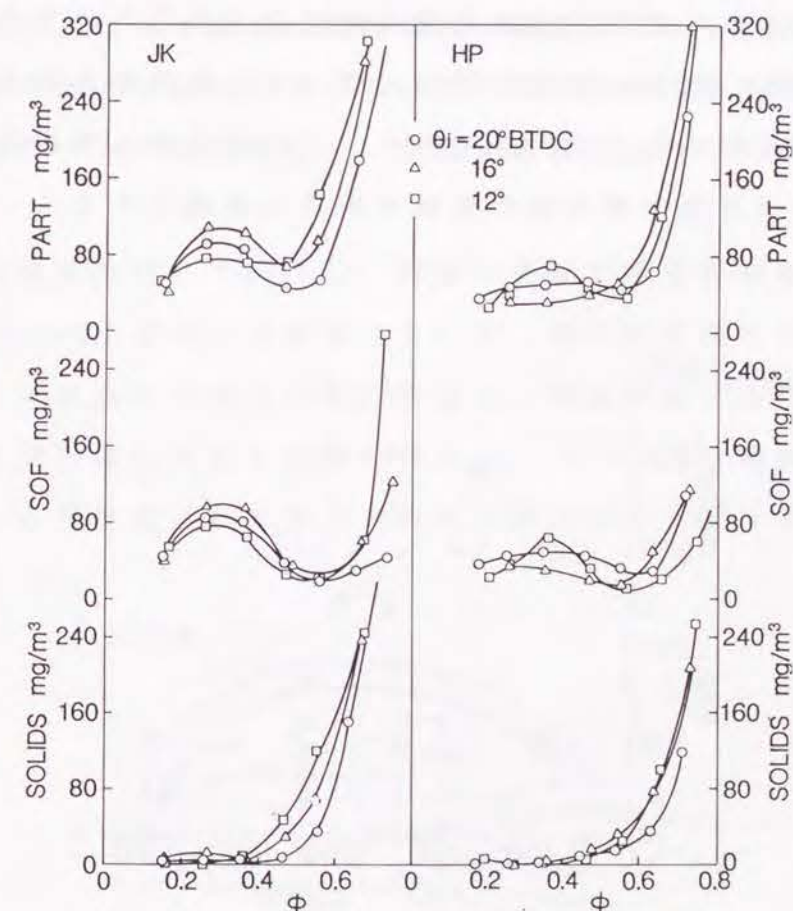


図5-8 噴射時期の排気微粒子に及ぼす影響

る⁽¹⁷⁾が、高圧噴射では噴霧が微細化されるため燃焼室壁面に凝縮する量が少なくなることや一旦壁面に付着しても粒径が小さいために低い温度で気化して燃焼しやすいことなどが原因であると推察される。

図5-9は当量比 $\phi = 0.65$ に固定して、噴射時期を変化させて微粒子とNO濃度のトレードオフ関係を調べた結果である。HPでは4孔で噴孔径が0.20mm、JKでは4孔で噴孔径が0.31mmのノズルを用いた場合の結果が示してある。高圧噴射システムHPは従来形の噴射系JKに比べて噴射時期の遅延による微粒子の増加が少なく、しかも微粒子とNOがともに低い側に移動しており、微粒子とNOの同時低減が可能であることが分かる。

高圧噴射は、主に無渦流や弱スワールの浅皿形燃焼室に適用される場合が多いが、本研究のように高スワールの深皿形燃焼室でもスワールと噴霧の貫徹力のバランスを保ちつつ噴射の高圧化を行うとその効果は大きいことが分かる。これは噴霧への空気導入率が増大するとともに噴霧によって強い乱れが生成され、燃料と空気の混合が促進されるためである。また高圧噴射の場合には、初期の爆発的燃焼に関与する燃料量を抑えるため、通常よりもノズル径を小さくすべきであり、この場合でも噴霧の貫徹力が確保できれば微粒子と窒素酸化物の低減が同時に達成できる。

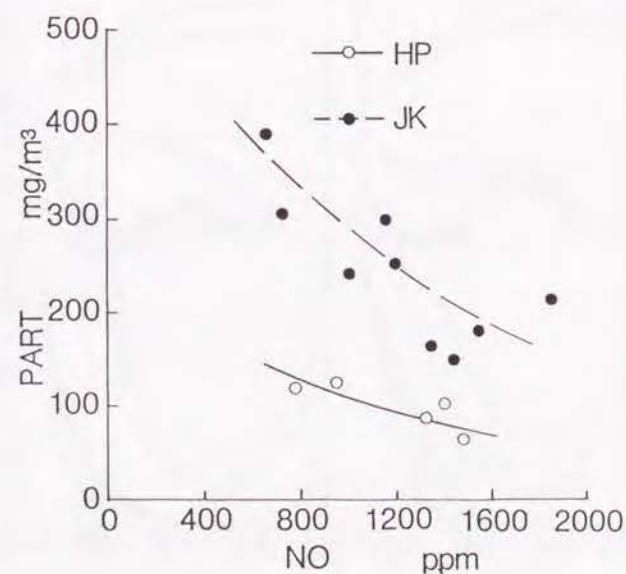


図5-9 微粒子とNOのトレードオフ関係

5.4 水選択排気再循環とその効果

本節ではディーゼル機関の排気中から回収した凝縮水を再び吸気に戻す水選択排気循環による微粒子と窒素酸化物の同時低減の可能性について述べる。

5.4.1 水選択排気再循環システム

排気を露点以下に冷却して分離される凝縮水を吸気に供給すると水選択排気再循環が成立する。この場合には常温の水を吸気管へ直接に噴射できるため、通常の排気再循環に比べると大きな体積効率の低下がなくて窒素酸化物が低減できると予想される。

窒素酸化物の低減に水を利用する方法には、水噴射^{(11)・(12)}や燃料と水のエマルジョン⁽¹⁸⁾、燃料-水-燃料の層状噴射⁽¹⁹⁾などがある。いずれも窒素酸化物の低減に有効であるが、水タンクを搭載する必要性や噴射系が複雑になる欠点がある。これに対して水選択排気再循環では燃焼により生じる水蒸気のみならず吸気に添加されて循環する水も合わせて回収するため、外部から水の補給の必要のない閉じたシステムを実現できる。従って大きな水用のタンクは必要なく、定置用の機関以外でも成立する可能性がある。

ここでは排気を冷却して回収し、吸気に供給できる凝縮水の量について検討する。図5-10に示す水再循環において、吸気に添加される水は液体で再循環による体積効率の低下はないとして、質量流量Aの空気と質量流量 W_R の水が機関に導入される場合を考える。この W_R は燃焼によって生じた水蒸気 W_c と再循環されて排出された水蒸気がコンデンサで凝縮された

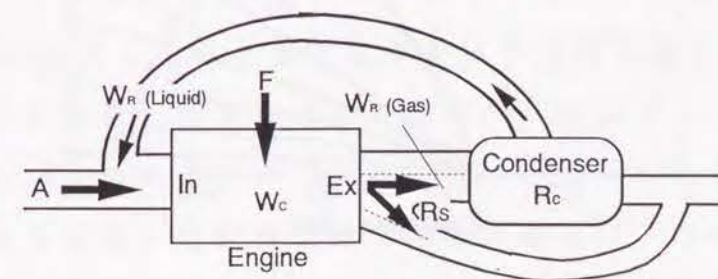


図5-10 水選択排気再循環

ものである。

排気を冷却して凝縮される体積流量の全排気体積流量に対する比を排気分流割合 R_s 、排気に含まれる全水蒸気に対して凝縮した水の体積割合を凝縮率 R_c とすると、定常運転時に吸気から供給できる水の燃料消費量 F に対する比 W_R/F は次式で表される。

$$W_R/F = \frac{R_c R_s}{1 - R_c R_s} (W_c/F) \quad (5-2)$$

なお R_c は排気の水蒸気分圧から求まる。

図5-11は炭素-水素比が1:2の炭化水素を燃料とし、排気を30℃に冷却したとして当量比に対して W_R/F と R_c を計算した結果である。当量比が0.8の時には R_c は約60%であり、排気全量 ($R_s = 1$) を凝縮処理すると、図中に●印で示すように燃料質量の1.93倍の水が得られる。高負荷運転時には水-燃料比が0.7程度で排出未燃炭化水素量などの増加を最小にとどめて、 NO_x 低減効果が十分に得られる⁽¹²⁾ことから、排気の約60%の体積を凝縮すれば良いことになる。ただし、中低負荷では処理すべき排気流量を増やす必要がある。

このように水選択排気再循環は実際機関でも十分成立の可能性がある。

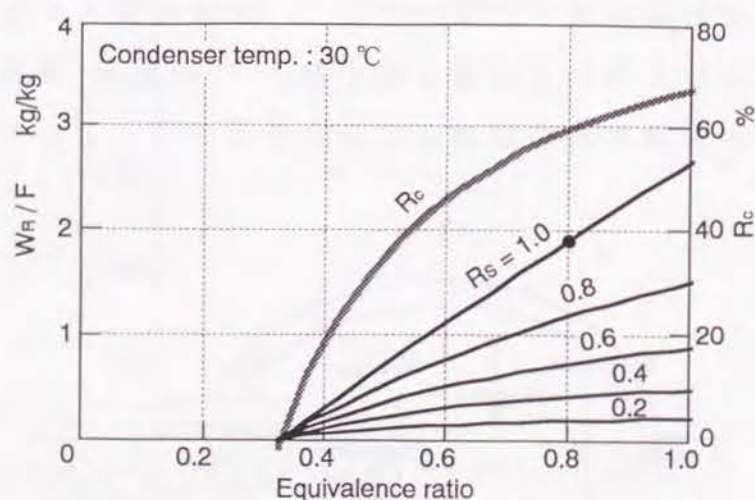


図5-11 当量比に対する水の凝縮率 R_c と凝縮水と燃料の質量比 W_R/F の変化

そこで、以下では水選択排気再循環システムの設計指針を得る目的で、吸気管への水噴射を行い、その量の機関性能および排気特性に及ぼす影響を調べた。さらにディーゼル機関に水選択排気再循環を適用した際の窒素酸化物と排気煙濃度の予測を行う。

5.4.2 水選択排気再循環による窒素酸化物の低減

実験は水選択排気再循環に加えて、比較のために通常の排気再循環についても行った。水選択排気再循環では吸気への水噴射量の機関性能と排気特性への影響を明らかにする目的で、排気中の水分を回収せず外部からの水を吸気管に噴射した。また比較のために吸気を加湿した場合についても検討し、さらに吸気の湿度の影響について考察を加えた。通常の排気再循環では、排気の代わりに二酸化炭素と窒素の混合ガスで吸気を希釈し、その量の機関性能と排気特性への影響を調査した。

排気管から排気を直接に分析計に導き、未燃炭化水素には水素炎イオン化検出計 H-FID (エンジン1, 2でそれぞれ柳本 EHF-710HとKA-300) を用い、窒素酸化物にはエンジン1に非分散赤外分析計 NDIR (堀場 AIA-23) そしてエンジン2には化学発光式 NO_x 計 CLA (柳本 ECL-30) をそれぞれ用い、乾きガス基準で濃度を測定した。また排気煙濃度はボッシュ式排気煙濃度計 (ディーゼル機器 DSM-10B) で測定した。

(1) 排気再循環の場合

エンジン2を用いて行った通常の排気再循環EGRの結果について述べる。排気の代わりに二酸化炭素(6%, 高負荷での排出濃度相当)と窒素の混合ガスで吸気を希釈し、その量の機関性能と排気特性への影響を調査した。図5-12に機関回転数 2,000rpm, 噴射時期 $\theta_j = 12^\circ$ BTDCのもとで、EGR率を変化させた時の正味燃料消費率BSFC, ボッシュ式排気煙濃度SMOKEおよび未燃炭化水素THCと NO 濃度の測定結果を正味平均有効圧力BMEPに対して示す。吸入空気を希釈した量が増えるほど NO は低下し、吸入空気の10%のガス置換で NO は最高値が約60%低下している。しかし排気煙濃度や高負荷での未燃炭化水素と燃料消費率の増加が著しい。このようにガスの再循環では窒素酸化物は大幅に低減できるが、性能やその他の排出ガスの増大が問題となる。

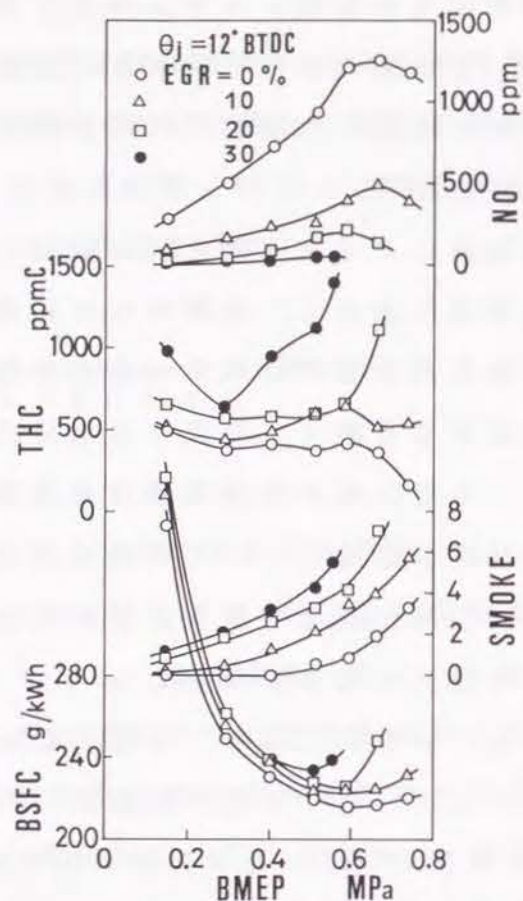


図5-12 排気再循環の機関性能と排気特性への影響

(2) 吸気管への水噴射の効果

水噴射はガソリン噴射機関用の噴射弁を用いて吸気管に定時に行い、その量は開弁時間を変えて調整した。同一の試験では水の噴射量は負荷によらず一定としたため、水の吸入空気量に対する質量比は負荷によらず一定となるが、燃料消費量に対する質量比は負荷の増加とともに低下する。このため水の噴射量の代表値には、基準の噴射時期の時に燃料消費率が極小となる負荷での水と燃料の質量比 R_w を用いることにする。

エンジン2を用いて吸気管へ水噴射を行った時の機関性能と排気特性を比較した結果を図5-13に示す。水噴射量は $\text{BMEP}=0.664\text{MPa}$ の時の水と燃料の質量比 R_w で整理してある。NOは水の噴射量の増加とともに減少し、水噴射量が高負荷での燃料消費量に等しくなると ($R_w=1.00$)、Marshall

らの結果⁽¹¹⁾と同様に約1/2に低下している。水の噴射量をさらに増やすと高負荷でのNOはそれに伴って減少する。この方法でも水の噴射量が増えると燃料消費率と排気煙濃度がやや増加しているが、EGRに比べるとその程度は少ない。また排気温度 T_e は水の噴射量が増えるとともにごくわずかに低下している。

この時の燃焼室圧力 P と熱発生率 \dot{Q} の変化を比較した結果を図5-14に示す。水噴射量の増加とともに着火遅れが長くなり、初期の熱発生量が増大している。しかし吸入空気中に多量の水を添加すると水の気化熱による圧縮温度の低下、混合気中の酸素濃度の減少および水の持つ大きな熱容量により燃焼温度の上昇が抑えられ、NOの生成が抑制されたと考えられる。

また図5-15のように噴射時期を 6° BTDC に遅らせると噴射の遅延に伴う

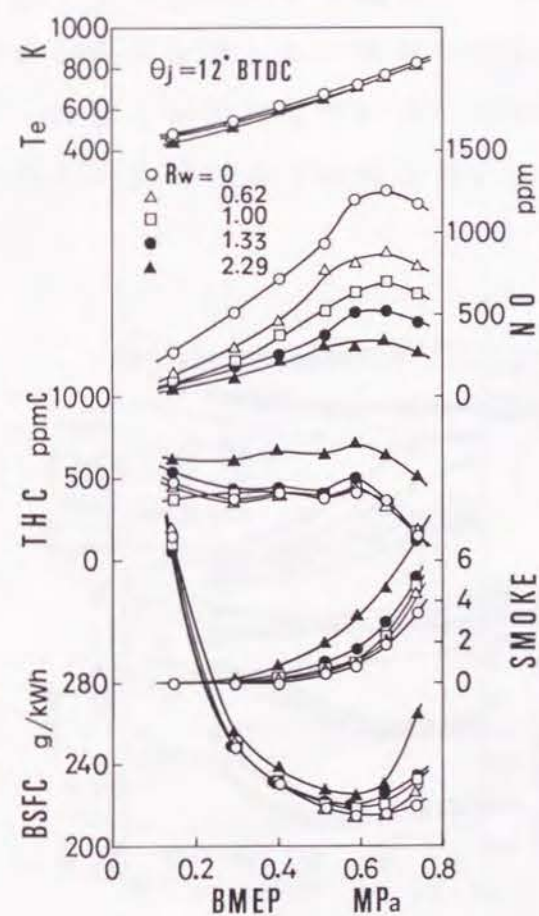


図5-13 水噴射量の機関性能と排気特性への影響1 ($\theta_j = 12^\circ \text{ BTDC}$ の場合)

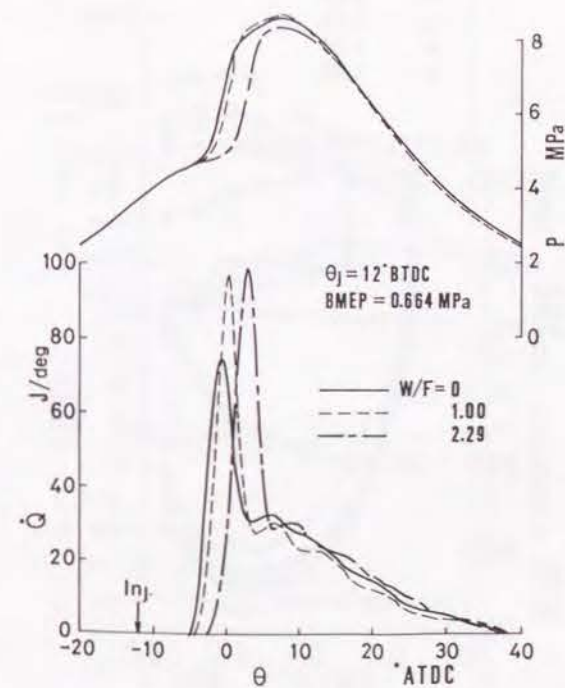


図5-14 燃焼室圧力 P および熱発生率 \dot{Q} の比較

NOの低下に加えて、水噴射による低減も達成できる。この時の水噴射のみによるNOの減少率は、噴射時期 12° BTDCの場合とほぼ等しい。図5-16はエンジン3を機関回転数2,400rpm一定で運転し、噴射時期を種々に変えて水噴射の効果を比較した結果であり、噴射時期が 23° BTDCでBMEP=0.604MPaの時の水と燃料の質量比 R_w をパラメータとして表示してある。図5-15の結果と同じように噴射の遅延と水噴射によりNOxが低減できる。このようにエンジンによらず噴射の遅延と水噴射を組み合わせると大幅な窒素酸化物の低減が可能となる。噴射の遅延により排気煙濃度が増加するため、同じ窒素酸化物濃度で比較すると、水噴射をしないで噴射時期を遅くするよりも、噴射時期を適度に遅くして水噴射をする方が燃料消費率や排気煙濃度の増大は少ない。

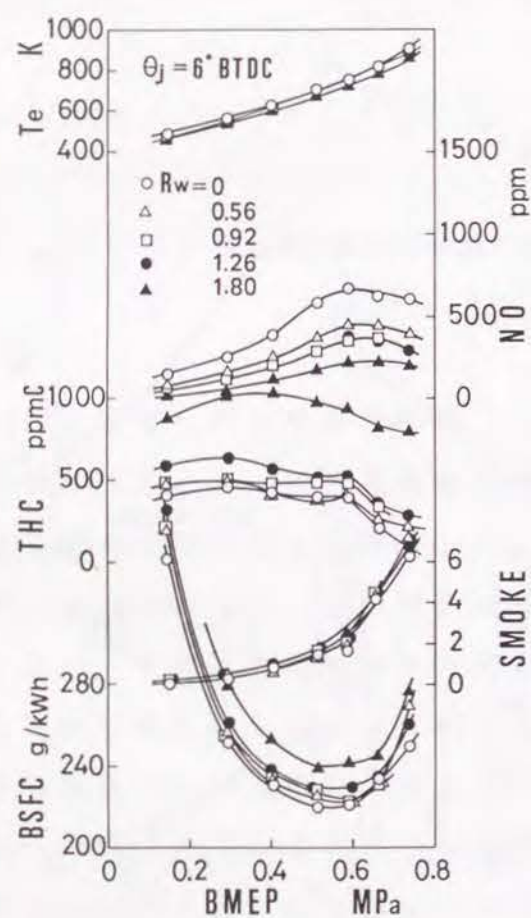


図5-15 水噴射量の機関性能と排気特性への影響 2 ($\theta_j = 6^{\circ}$ BTDCの場合)

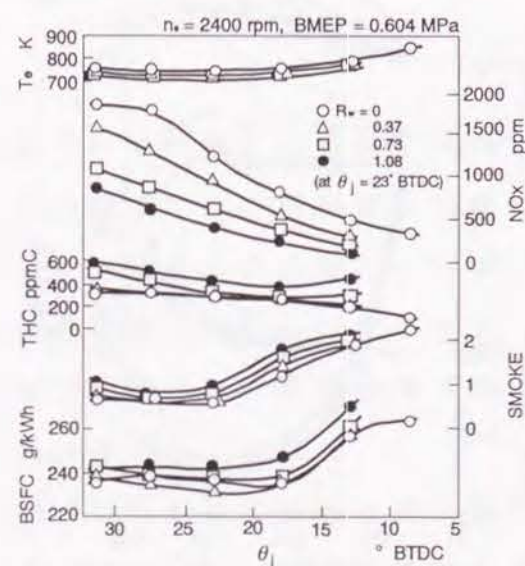


図5-16 エンジン3を使用した場合の水噴射の効果

エンジン2を用いてBMEP=0.664MPaの時の機関性能と排気特性を水と燃料の質量比 W/F に対して比較した結果を図5-17に示す。噴射時期によらずNOは水噴射量の増加とともに直線的に低下しているが、 W/F が1.2を越えると減少率はやや低下し、排気煙濃度や燃料消費率、THC濃度はやや上昇している。着火遅れ τ は水噴射量の増加とともに長くなり、このためTHC濃度が W/F の大きい領域では増加している。水噴射量が増えても体積効率 η_v の低下が少ないため、EGRに比べると排気煙濃度や燃料消費率の増大が少ない。しかし水の噴射量が多くなると体積効率もやや減少している。このことから吸気管に噴射された水の多くは吸気行程と圧縮行程で気化し、燃焼室では水蒸気で存在していると推定される。

次に水噴射の微粒子への影響について述べる。図5-18に水噴射量を変えてエンジン3を用いて行った微粒子の測定結果を示す。微粒子PARTは小形希釈トンネルを用いて既報⁽¹⁴⁾の方法で測定し、固形分SOLIDと可溶有機成分SOFに分離した。噴射が進むと固形分はやや低下しているにもかかわらず、微粒子は増加している。これはSOFの増大のためであり、水噴射量が増えると前述のように着火遅れが長くなり、この間に形成される混合気量

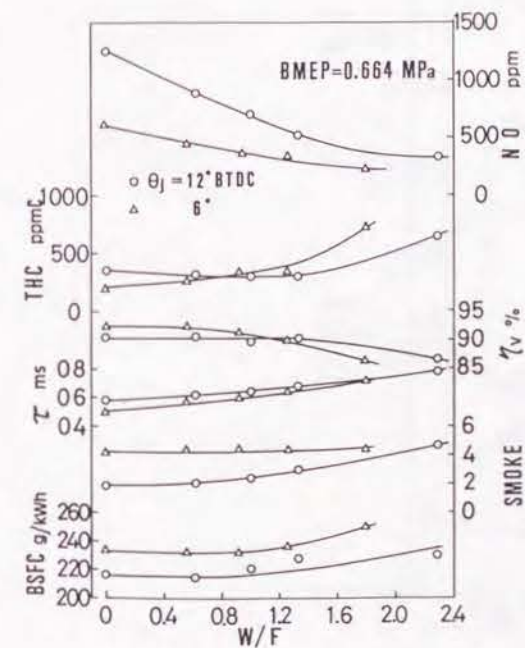


図5-17 水噴射量に対する機関性能と排気特性の比較

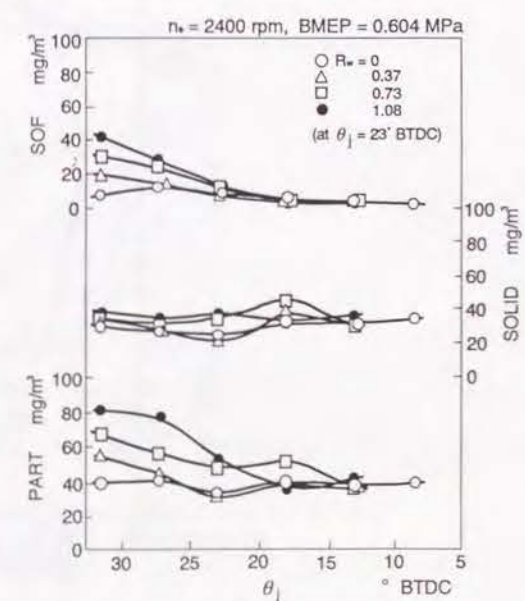


図5-18 水噴射の微粒子への影響

が増えるため冷却される未燃燃料が増加し、HCあるいはSO_Fとなって排出されると推定される。この結果からも噴射を遅くして水噴射すると効果的であることが分かる。

(3) 水噴射と加湿の比較

吸気を加湿した場合の結果を述べる。吸気の加湿は吸気サージタンク内に設置した2台の超音波霧化器で行った。実験は加湿の程度を変え、相対湿度が100%を越えて吸気中に水滴が存在する状態でも行った。この結果を水噴射 W_j と比較して図5-19に示す。吸気を加湿 H_m しても水噴射と同等のNO低減効果が得られる。このことは水噴射の場合にも水は十分に小さい水滴となって機関に吸入され、均一に空気と混合していると考えられる。しかし、加湿の場合にはその程度が強くなると、サージタンクや吸気管の

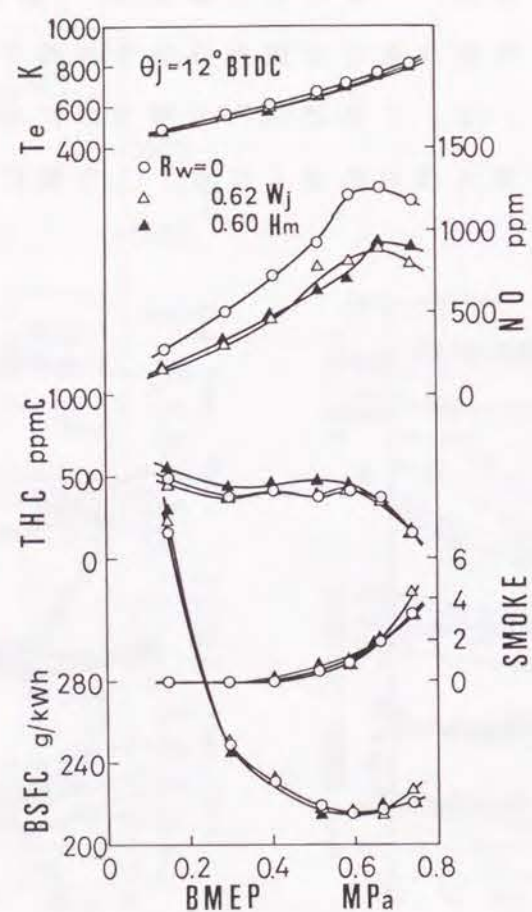


図5-19 水噴射と加湿の比較

内壁に水滴が付着し、比較的少ない水添加量で限界が生じる。このため窒素酸化物を大幅に削減するには、吸気に多量の水を供給できる水噴射の方が適している。

(4) 吸気の湿度の影響

大気中に存在する水蒸気のNO濃度への影響について検討する。図5-13に示すNO濃度を実験時の絶対湿度をもとに大気中の水蒸気を考慮した真の水と燃料の比 R_w^* をパラメータとして表示した結果が図5-20である。同じ運転条件で湿度の低い時 ($R_w^*=0.17$) の結果を追記してある。この時には高負荷で排気煙濃度がやや低下しているが、その他の性能には基準の $R_w^*=0.52$ ($R_w=0$) とに差は認められない。さらに各負荷ごとに湿度が0で吸気に水蒸気を全く含まない時のNO濃度を外挿した結果 ($R_w^*=0$) も同時に示してある。このように大気の湿度の影響はかなり大きく、NO濃度に最大15%程度の差が生じている。ただし前述した結果での実験時の湿度の差は少なく、図5-13の結果での湿度の違いによる R_w の変化は、 $R_w=2.29$ の場合を除けば0.052以下である。また大気温度を303K、相対湿度を100%とした時の空気中の水蒸気の影響は $R_w^*=0.69$ となり、湿度の変化のみでNOを低下させるには限界がある。

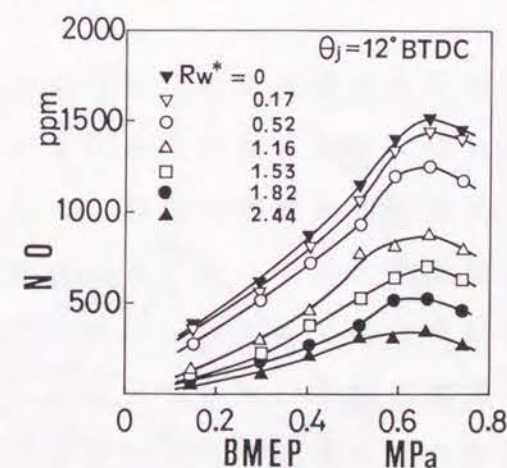


図5-20 大気の湿度を考慮した水分量のNO濃度への影響

5.4.3 水選択排気再循環と排出NO濃度の予測

上述の実験結果をもとに水選択排気再循環を実験機関に適用し、排気を冷却して回収した凝縮水のみを吸気管に噴射した場合のNO濃度の予測を行う。

本実験では負荷によらず水の噴射量は一定としており、低負荷ほど燃料消費量に対して多量の水が噴射されている。そこで負荷と水噴射量のNO濃度への影響を明らかにするため、負荷と水-燃料の比W/Fに対する等NO曲線を求めた結果を等排気煙濃度曲線とともに図5-21に示す。吸気に添加できる水は燃焼によって生じた水蒸気と再循環されて排出される水蒸気が排気中で凝縮されたもので、これらの水の燃料消費量に対する質量比の変化を図中にEWRで示す。中負荷から水の添加が可能となり、高負荷では燃料より多量の水を吸気から供給できる。

この時のNO濃度と排気煙濃度を正味平均有効圧力に対して整理した結果が図5-22である。同様にして求めた噴射時期を遅らせた時の結果も同時に示してある。噴射を遅らせて水選択排気再循環を行うと、NO濃度が約1/4に低減できる。通常のEGRでNO濃度を噴射を遅らせて水噴射した場合と同一レベルまで低下させるには、図5-12より15%の再循環が必要と見込まれ、著しい排気煙濃度の増大を招く。このように水選択排気再循環と噴

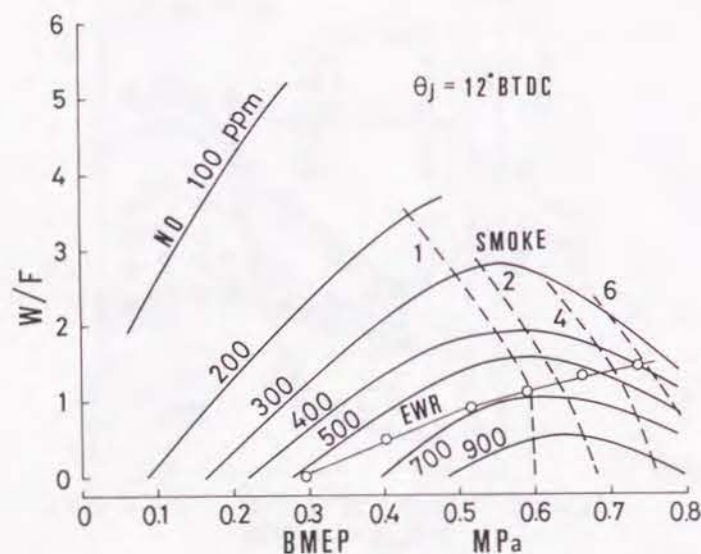


図5-21 等NOおよび等排気煙濃度曲線

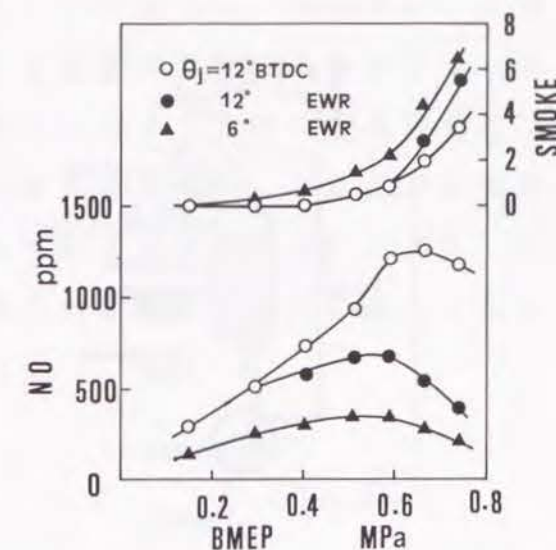


図5-22 水選択排気再循環を適用した時のNOと排気煙濃度の予測

射の遅延を組み合わせると、同一NO濃度で比較するとEGRよりも低い排気煙濃度が達成できる。

図5-23は水選択排気再循環システムを実験機関に適用する場合の概念図である。排気を熱交換器を用いて冷却して凝縮水を回収し、吸気から供給する。燃料に含まれる硫黄分により凝縮水は酸性となるため排気熱を用いて気化、蒸留して循環させる。

このシステムで達成可能なNOの限界濃度を2台のエンジンでの実験結果から推定する。Rwが2の前後になると特に低負荷では多量の水が燃焼室からクランク室に進入し、機関の潤滑機能の低下、ひいては運転を阻害するため実用上では問題となる。そこで水の噴射量を負荷に応じて調整をする。つまりNOの排出が少ない低負荷では水噴射量を減らし、サイクルの平均ガス温度が低いため気化できない水が燃焼室に残留するのを防止する。これに対し高負荷では燃料よりやや多量の水を噴射して燃焼温度を低下させてNOの生成の抑制する。このことは凝縮水は高負荷ほど多量に回収できることと対応し、実用上は好都合である。さらに大きな熱効率の低下が生じない程度に燃料の噴射を遅らすとエンジンによらず排出NO濃度は250ppm程度まで低減できると推定される。このNO濃度は池上ら⁽²⁰⁾が

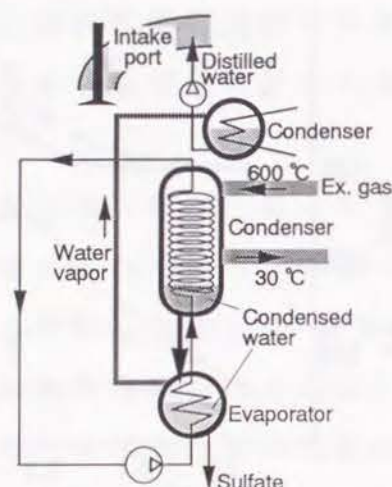


図5-23 水選択排気再循環システム

直接噴射式機関の吸気を CO_2 で希釈して運転した時の限界濃度にほぼ等しい。

以上のように水選択排気再循環を適用し、負荷に応じて水の噴射量を調整し、適度の噴射時期の遅延を行うと、大幅な熱効率の低下もなく選択的に NO のみを低減できる。

なお本研究では、排気から回収した凝縮水を吸気管へ水噴射するとして検討を行ってきたが、機関への水の供給には、この他エマルジョン燃料や水と燃料の層状噴射を利用することも可能であり、これらの適用については今後の課題である。

5.5 結 言

以上、ディーゼル機関から排出される微粒子と窒素酸化物の同時低減の視点から噴射の高圧化と水選択排気再循環の効果について検討を行った結果、いずれも低エミッション化の対策に有用なことが確認された。つまり、

(1) スワールと噴霧の貫徹力のバランスが確保されるようにノズル径を絞り、初期の急激な燃焼を抑制して窒素酸化物の発生を抑えつつ高圧噴射を行えば、窒素酸化物の増大なくして微粒子の低減が可能である。

(2) 排気を冷却して分離される凝縮水を吸気に供給する水選択排気再

循環は実際の機関でも十分に成立し、吸気管から水噴射を行って水を循環させると、負荷によらず窒素酸化物濃度を低下させることができる。そして体積効率の低下が少ないため、通常の排気再循環に比べて微粒子や排気煙濃度、燃料消費率の増大は少ない。また水選択排気再循環システムは負荷の増加に応じて水の噴射量が増すので、高負荷で NO 濃度の大幅な低減ができるほか、低負荷での潤滑油への水の混入を防止できる有望な技術となる可能性が示唆された。

参 考 文 献

- (1) K.J.Springer: Low-Emission Diesel Fuel for 1991-1994, ASME Trans., GT & Power, 111(1989-7), 361.
- (2) R.F.Parker: Future Fuel Injection System Requirements of Diesel Engines for Mobile Power, SAE Paper No.760125(1976).
- (3) K.Komiyama, T.Okazaki, K.Togashi, H.Hashimoto and K.Takase: Electronically Controlled High Pressure Injection System for Heavy Duty Diesel Engine - KOMPICS, SAE Paper No.810997(1981).
- (4) N.J.Beck, R.L.Barkhimer, M.A.Calkins, W.P.Johnson and W.E.Weseioh: Direct Digital Control of Electronic Unit Injectors, SAE Paper No. 840273(1987).
- (5) C.W.Savery, Z.Dobovisek, N.J.Beck and K.Gebert: Injection Characteristics of High Pressure Accumulator Type Fuel Injector, SAE Paper No. 890266(1989).
- (6) T.Kamimoto, H.Yokota and H.Kobayashi: Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames, SAE Paper No.871610(1987).
- (7) T.Kato, K.Tsujimura, M.Shintani, T.Minami and I.Yamaguchi: Spray Characteristics and Combustion Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection, SAE Paper No.890265(1989).
- (8) 池上, 川合, 木原: 排気再循環によるディーゼルエンジンの窒素酸化物の低減, 自動車技術会論文集, 5 (1973), 3.
- (9) 塩崎, 鈴木, 大谷: ディーゼルエンジンにおけるEGRとその問題点について, 日野技報, 38 (1989-8), 3.
- (10) R.Pischinger and W.Cartellieri: Combustion System Parameters and Their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions, SAE Paper No. 720756 (1972).
- (11) W.F.Marshall and R.D.Fleming: Diesel Emissions as Related to Engine Variables and Fuel Characteristics, SAE Paper No.710836 (1971).
- (12) M.Odaka, N.Koike, Y.Tsukamoto, K.Narusawa and K.Yoshida: Effects of EGR with a Supplemental Manifold Water Injection to Control Exhaust Emissions from Heavy-Duty Diesel Powered Vehicles, SAE Paper No.910739 (1991).
- (13) R.K.Cross, P.Lakra and C.G.O'Neill: Electronic Fuel Injection Equipment for Controlled Combustion in Diesel Engines, SAE Paper No. 810258(1981).
- (14) 池上, 三輪, 仲山: 希釈トンネル法によるディーゼル微粒子の研究, 日本機械学会論文集, 50-451, B (昭59), 753.
- (15) 和栗, 藤井, 網谷, 恒屋: ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究, 日本機械学会論文集, 25-156 (昭34), 820.

- (16) 長尾, 池上, 光田, 川延, 藤川: 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼の研究 (第2報, やや深い燃焼室の場合), 日本機械学会論文集, 38-311 (昭47), 1875.
- (17) M.Ikegami, Xin-he Li, Y.Yoshihara and H.Inagaki: A Study of Soluble Organic Fractions in Particulates Emitted from a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine, SAE Paper No.890465(1989).
- (18) M.Tsukahara and Y.Yoshimoto: Reduction of NOx, Smoke, BSFC, and Maximum Combustion Chamber Pressure by Low Compression Ratios in a Diesel Engine Fuelled by Emulsified Fuel, SAE Paper No.920464 (1992).
- (19) 土佐・立石・永江: 燃料・水層状噴射によるディーゼル機関の低NOx燃焼研究 (第1報), 日本機械学会講演論文集, 924-2 (1992-3), 224.
- (20) 池上・三輪・佐々木: ディーゼル機関の排気煙ならびに窒素酸化物の生成に関する実験的考察, 日本機械学会講演論文集, 730-17 (1973-10), 237.

第6章 結 論

ディーゼル機関は高い熱効率と優れた耐久性、信頼性を持ち、自動車用のみならず広範囲の分野で動力源として利用されている。しかしながら、窒素酸化物や微粒子などの大気汚染物質の排出が多く、その低減はきわめて重要かつ緊急な課題となっている。このためには燃焼に伴って発生するこれら有害物質の生成過程を明らかにするとともに、現状よりも汚染物質を大幅に削減できる新しい技術の確立が必要である。特にディーゼル微粒子の生成機構は複雑、多岐にわたるため、まだその生成、排出の過程には不明な点も多く、低減にはディーゼル燃焼の詳細をより深く理解することも肝要である。

そこで本研究では、ディーゼル微粒子の発生から排出の過程を明らかにし、その低減策を燃焼改善、燃料特性および排気の後処理に関して様々の角度から検討し、高速ディーゼル機関の排気浄化のための有益な技術的指針を得ることを目的として行った。まずディーゼル機関における微粒子の生成から排出の過程を高速ガス採取法を用いて調査し、噴射時期、スワール、燃焼室形状および上死点すき間の影響について検討を加えた。これらエンジン自体の燃焼改善に加えて、燃料の組成や性状の機関性能ならびに排気特性に及ぼす影響についても調査した。さらにより一層の排気浄化を目的として、高圧燃料噴射と水選択排気再循環の2つの新しい技術の可能性を実験により追求し、ディーゼル機関から排出される微粒子と窒素酸化物の同時低減の可能性を示唆した。

まず第2章では、直接噴射式ディーゼル機関の代表的な燃焼室である深皿形燃焼室内のガス組成の空間的、時間的変化を高速ガス採取法を用いて調査し、火炎内のガス流動と関連させながら微粒子の生成から排出の過程の解明を試みた。その結果、微粒子の原因となる高沸点炭化水素成分は燃焼初期に凹み内部において生成され、逆スキッシュに載ってすき間部へ噴き出し、輝炎の消える35° ATDCまでは燃焼によって濃度が減少するが、それ以後の濃度の低下はないことが明らかとなった。また噴射時期が違って

も深皿形燃焼室の凹み内部における着火時期からの高沸点炭化水素成分の生成、減少の過程にはほとんど差はないが、噴射を遅らせると着火から噴き出しまでの時間が短くなるため、すき間部には混合が不十分でしかも未燃焼成分を多く含むガスが多量に噴き出し、その結果、微粒子の排出が多くなることが分かった。さらにスワールは燃焼室内の当量比の分布に強く影響し、半径方向への燃料分布を妨げるように作用することも明らかにした。

第3章では、第2章の結果から微粒子の生成、酸化、排出の過程にはすき間部での燃焼が大きく関わっているとの視点に基づき、すき間への濃混合気の流出を抑制するリエントラント形燃焼室と上死点すき間の燃焼への影響について調査した。リエントラント形燃焼室は突き出し部を持つため深皿形に比べて不均一な混合気のすき間への噴き出しが抑制されることと逆スキッシュ時にすき間部へ噴き出すガスの混合が促進されたため、噴射を遅らせても微粒子の増大が少なく、微粒子および窒素酸化物の同時低減に有効な燃焼室であることが分かった。さらに、上死点すき間の燃焼への影響について実験的に調べるとともに数値流体力学的シミュレーションによって検討した結果、すき間を小さくするほどすすの排出は少なく、特に遅い噴射においては、リエントラント形燃焼室と同様に初期燃焼時における未燃燃料のすき間への流出が抑制されることと、凹み内部およびすき間とも乱れが強く、混合が促進されて燃焼が活発になるため、すす抑制効果が大きいことが分かった。従って、すす低減には凹みおよびすき間で未燃燃料を少ない状態とする一方、すき間部で強い乱れを与えて混合を促進して燃焼を活性化させるのがよいとの推論を得た。

第4章では燃料の温度、成分そして性状の機関性能および排気特性への影響について検討した。第2章においては燃焼室内のガスを微量採取し、微粒子の発生から排出の過程を明らかにし、第3章では燃焼室の形状や寸法の変更による微粒子の排出の抑制について検討した。これら燃焼の改善による排気浄化には限界が存在するため、第4章では燃料による対策について検討し、燃料の温度、燃料中の芳香族炭化水素成分の燃焼への影響の調査とコールスラリー燃料で運転した際の問題点を明らかにした。燃焼室

に噴射される燃料の温度は燃焼室からの熱で加熱される効果と燃料による冷却効果を受けるため、燃焼室形状の違いによって大きく異なり、間接噴射式機関の方が直接噴射式機関より高く、低負荷ほどその差が顕著であることが分かった。さらにノズル形状や空気流動の違いも加わって、燃料温度と排気煙濃度の関係には直接噴射式と間接噴射式では効果に差が現れる。また、燃料中の芳香族炭化水素の排気微粒子への影響を調査するため、燃料への添加剤と運転条件を工夫し、セタン価と芳香族炭化水素の影響を分離して検討した結果、芳香族の割合よりも構造の影響の方が微粒子に及ぼす影響は大きいことが分かった。さらに軽油中に微粉炭を混入したコールスラリー燃料で予燃焼室式機関の運転を試み、燃料中の微粉炭の粒子を小さくすれば、軽油に劣らない性能が得られるものの、長時間の運転にはピストンリングやシリンダライナの摩耗やノズルに根本的な対策が必要であることを明らかにした。

第5章では、新しい概念による高圧燃料噴射と水選択排気再循環を用いた排気浄化について検討した。その結果、スワールと噴霧の貫徹力のバランスが確保されるようにノズル径を絞って高圧噴射を行うと、初期の急激な燃焼が抑制され、窒素酸化物の増大がなくて微粒子の低減が可能となることが明らかになった。さらに水選択排気再循環は負荷によらず窒素酸化物濃度を低下させることができ、体積効率の低下が少ないため通常の排気再循環に比べて微粒子や燃料消費率の増大は少ないことが分かった。また水選択排気再循環システムは負荷の増加に応じて水の噴射量が増すので、高負荷で窒素酸化物の大幅な低減ができるほか、低負荷での潤滑油への水の混入を防止できる有望な技術となる可能性が示唆された。これらの技術はいずれもディーゼル機関から排出される微粒子と窒素酸化物を同時に低減でき、低エミッション化の対策に有用であることが分かった。

以上、本研究では高速ディーゼル機関を対象として、微粒子の発生から排出の過程を燃焼室内のガス分析結果により明らかにし、燃焼室形状と寸法、燃料特性の変化による微粒子の低減効果を示唆した。さらに高圧燃料噴射と水選択排気再循環はいずれも微粒子と窒素酸化物の同時低減に有望な技術であることを示した。これらの高速ディーゼル機関に関する成果を

まとめると、まず燃焼室形式は燃料消費率に優れた直接噴射式とし、燃焼室にはリエントラント形を用いるとともに上死点すき間を小さく設計して、すき間部への未燃混合気の噴き出しを抑制し、微粒子の排出を抑える。そして燃料には低硫黄、低芳香族含有率の軽油を用い、ノズル径を選択してスワールと噴霧の貫徹力のバランスを保ちつつ多孔ノズルより高圧噴射を行い、噴霧を微細化するとともに乱れの強化を図って燃料と空気の混合を促進させ微粒子の発生を抑制する。さらに噴射の遅延と水選択排気再循環を適用して、燃焼温度を低下させて窒素酸化物の排出の低減を図る。これにより、高い熱効率を保ちつつ微粒子と窒素酸化物の排出の少ないクリーンなディーゼル機関が完成すると信じる。この目標に向かって、実際機関でこれらの成果が有効に活用され、ディーゼル機関の一層の排気浄化が進められることを期待している。

謝 辞

本研究は京都大学池上詢教授のご指導のもとに行ったものであり、長年にわたって終始懇切な、かつ適切なご指導、ご鞭撻を賜りましたことに対し、心よりお礼を申し上げます。また本論文をまとめるに当たり、厳しいご指導と暖かいご激励を頂きましたことに対し、深く感謝の意を表します。

研究の遂行に際し、有益なご助言やご教示、ご討論などのご指導を頂きました京都大学塩路昌宏助教授ならびに立命館大学吉原福全教授、滋賀県立大学山根浩二助教授に厚くお礼申し上げます。また文部省在外研究員として滞在したウィスコンシン大学の Gary L. Borman 名誉教授および Dave E. Foster 教授からは暖かいご指導と研究を進める上で多大な刺激を得ました。ここに心よりお礼を申し上げます。実験装置の製作には津山工業高等専門学校中島誠嗣氏、光岡輝旨氏および仲井正明氏の多大な協力を得ました。ここに厚く感謝を申し上げます。また実験にご協力を頂いた京都大学工学部機械工学科動力工学研究室（現在、京都大学大学院工学研究科エネルギー応用工学教室）および津山工業高等専門学校機械工学科の学生諸氏に深謝いたします。

最後に、研究を進めるに当たり適切なご援助とご協力さらに暖かいご激励とご理解を頂いた津山工業高等専門学校の和田力校長を始め教職員の方々に厚くお礼申し上げます。